



TUGAS AKHIR (KONVERSI ENERGI) - TM141585

PERANCANGAN TERMAL *WASTE HEAT RECOVERY POWER GENERATION* (WHRPG) PADA *INDUSTRI FLOATING GLASS* (STUDI KASUS PT ASAHIMAS FLAT GLASS, TBK.)

PUNJUNG FATHIRI
NRP. 2112100085

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng.

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016



FINAL PROJECT (ENERGY CONVERSION) - TM141585

**THERMAL DESIGN WASTE HEAT RECOVERY
POWER GENERATION (WHRPG) IN
FLOATING GLASS INDUSTRY (CASE STUDY
PT. ASAHIMAS FLAT GLASS TBK)**

**PUNJUNG FATHIRI
NRP. 2112100085**

**Academic Supervisor
Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng.**

**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2016**

**PERANCANGAN TERMAL WASTE HEAT RECOVERY
POWER GENERATION (WHRPG) PADA INDUSTRI
FLOATING GLASS (STUDI KASUS PT ASAHIMAS FLAT
GLASS, TBK)**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

PUNJUNG FATHIRI
NRP. 2112 100 085

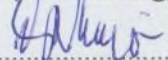
Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng.
(NIP. 196505051990031005)



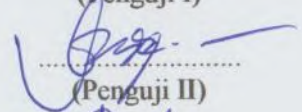
(Pembimbing)

2. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng.
(NIP. 195310191979031002)



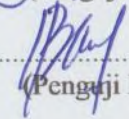
(Penguji I)

3. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME
(NIP. 195312191981031001)



(Penguji II)

4. Bambang Sudarmanta, ST, MT
(NIP. 197301161997021001)



(Penguji III)

SURABAYA
Juli, 2016

**PERANCANGAN TERMAL WASTE HEAT RECOVERY
POWER GENERATION PADA INDUSTRI
FLOATING GLASS (STUDI KASUS PADA
PT ASAHIMAS FLAT GLASS, TBK)**

Nama Mahasiswa : Punjung Fathiri
NRP : 2112 100 085
Jurusan : Teknik Mesin, FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng.

Abstrak

PT Asahimas Flat Glass, Tbk merupakan salah satu produsen kaca besar yang ada di Indonesia. Industri kaca merupakan industri proses yang membutuhkan energi yang besar dalam proses produksinya. Konsumsi energi terbesar terjadi pada konsumsi bahan bakar untuk proses peleburan bahan baku di area *furnace*. Dari besarnya energi yang digunakan dalam proses peleburan bahan baku tidak semuanya termanfaatkan untuk proses peleburan material, masih ada energi yang terbuang dalam jumlah yang besar ke *atmosphere* melalui *flue gas* yang keluar stack. Hal tersebut diketahui dari tingginya temperatur keluar *flue gas* dari *furnace glass*. Terdapat beberapa solusi untuk mengatasi permasalahan tersebut, salah satu solusinya adalah dengan membuat sistem *Waste Heat Recovery Power Generation (WHRPG)*. WHRPG merupakan sebuah sistem yang digunakan untuk memanfaatkan panas terbuang industri dan diubah menjadi energi listrik yang dapat digunakan untuk memenuhi kebutuhan energi listrik pabrik.

Penelitian ini dilakukan untuk menghasilkan desain sistem pembangkit WHRPG yang sesuai dengan permasalahan yang dihadapi. Penelitian ini menggunakan *software* Gatecycle untuk membantu dalam perhitungan dan analisisnya. Untuk mendapatkan desain konfigurasi peralatan yang optimal maka

pada penelitian ini dibuat dua desain pembangkit yaitu desain *single pressure* dan *dual pressure*. Variasi tekanan dan *pinch point* juga dilakukan untuk mendapat desain yang maksimal. Variasi *pinch point* dilakukan dengan mengubah *pinch point* evaporator dengan nilai 5°C, 10°C, 15°C, 20°C, 30°C dengan tekanan HRSG konstan. Variasi tekanan dilakukan dengan mengubah tekanan operasi HRSG dengan meningkatkan tekanan pompa sebelum masuk HRSG dengan besar tekanan 1 MPa hingga tekanan 10 MPa dengan temperatur *pinch point* yang konstan. Dari variasi tersebut kemudian dilakukan analisis pengaruhnya terhadap performa pembangkit dan daya yang dihasilkan. Untuk mendapatkan hasil yang maksimal pada sistem *dual pressure* maka dilakukan variasi tekanan operasi HRSG *low pressure* dan *high pressure* dengan temperatur *pinch point* yang konstan. Variasi tekanan *dual pressure* dilakukan dengan menaikkan tekanan *high pressure* dari tekanan 4 MPa hingga 10 MPa. Setelah mengubah besar tekanan *high pressure* kemudian membandingkan jika dilakukan perubahan tekanan *low pressure*.

Dari penelitian ini didapatkan bahwa nilai daya terbesar pada sistem *single pressure* dicapai pada saat temperatur *pinch point* 5°C dengan tekanan operasi sebesar 4 MPa. Pada saat produksi *flue gas* rata-rata besar daya yang dihasilkan adalah 5.09 MW dengan temperatur keluar *stack* 156°C, pada saat produksi *flue gas* maksimal dan minimal didapatkan daya masing-masing sebesar 5.34 MW dan 4.82 MW. Sedangkan pada sistem *dual pressure* daya tertinggi yang dapat dimanfaatkan dengan *pinch point* 15°C adalah sebesar 5.56 MW dengan temperatur keluar *stack* 126.67 °C. pada saat produksi *flue gas* maksimal dan minimal didapatkan daya bangkitan masing-masing kondisi sebesar 5.82 MW dan 5.25 MW.

Kata kunci: WHRPG, Performa Pembangkit, *Software Gatecycle*, *pinch point*, tekanan operasi HRSG

***THERMAL DESIGN OF WASTE HEAT RECOVERY
POWER GENERATION IN INDUSTRIAL FLOAT GLASS
(CASE STUDY IN PT ASAHIMAS FLAT GLASS, TBK)***

Student Name : Punjung Fathiri
NRP : 2112 100 085
Department : Teknik Mesin, FTI-ITS
Advisor Lecturer : Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng.

Abstract

PT Asahimas Flat Glass, Tbk. is one of the major glass manufacturers in Indonesia. The glass industry is an industrial process that requires a great energy in the production process. The biggest energy consumption occurs in fuel consumption for the process of melting the raw material in the furnace area. The amount of energy used in the raw material smelting process is not all utilized for the process, there is still waste energy in large quantities to the atmosphere through the flue gas exiting the stack. It is known by the high temperature of the flue gas come out from the furnace glass area. There are several solutions to solve that problem, one of the solutions is to create a system of Waste Heat Recovery Power Generation (WHRPG). WHRPG is a system used to utilize industrial waste heat by converting it into electrical energy that can be used to meet the plant's electrical energy needs.

This study was conducted to obtain the optimal design of the system according to the problems faced. This study uses Gate Cycle software to assist in the calculation and analysis. To obtain the optimal equipment configuration design, this research made two plant designs that single design pressure and dual pressure. Variations in pressure and pinch points also conducted to obtain the maximum design. Variations pinch point is done by changing the pinch point evaporator with a

value of 5°C, 10°C, 15°C, 20°C, 30°C with constant pressure HRSG. Pressure variation performed by changing the operating pressure HRSG with increasing pump pressure before entering the HRSG with a pressure of 1 MPa to 10 MPa pressure with constant temperature pinch point. From the variations was then analyzed their effects on plant performance and power generated thermodynamically. To get the maximum results during dual pressure system must perform variations of the operating pressure HRSG in low pressure and high pressure with the constant pinch point temperature. Dual pressure variation of pressure is done by raising the pressure of high pressure from a pressure of 4 MPa to 10 MPa. After changing the greater the pressure of high pressure and then compare the changes are made pressure low pressure.

From this study, it was found that the value of the greatest power on a single system pressure reached at the pinch point temperature 5°C with operating pressure of 4 MPa. At the time of average flue gas production, the power generated is 5.09 MW with the stack exit temperature of 156°C, during the production of flue gas obtained maximum and minimum power respectively by 5.34 MW and 4.82 MW. While the dual pressure system peak power that can be utilized by the pinch point 15°C is 5.56 MW with the stack exit temperature 126.6 °C. At the time of production of flue gas obtained maximum and minimum power generation each condition of 5.82 MW and MW 5.25MW.

Key Word: WHRPG, Plan Performance, Software Gatecycle, pinch point, HRSG operating pressure

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xviii
BAB I	
PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	2
1.3. Batasan Masalah	3
1.4. Tujuan Penelitian	4
1.5. Manfaat Penelitian	4
BAB II	
TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1. Dasar Teori	5
2.2.1. Proses Produksi Kaca di PT Asahimas Flat Glass, Tbk.	5
2.1.1 Glass Furnace	7
2.1.2 Perencanaan Desain Pembangkit	8
2.1.3. Waste Heat Recovery Power Generation (WHRPG)	10
2.1.4 Analisis Termodinamika Peralatan WHRPG	12
2.1.4.1.Siklus Rankine	12
2.1.4.3.Neraca Energi Siklus	18
2.1.4.4.Perhitungan Perpindahan Kalor HRSG	19
2.1.4.5.Effectiveness-Metode NTU untuk Menganalisa Heat Exchanger	20
2.2. Software GateCycle	21
2.3. Penelitian Terdahulu	26
2.3.1 Design of flat glass furnace waste heat Power generation system	26
2.3.2. Thermoeconomic optimization of the pinch point and gas-side velocity in heat recovery steam generators	28

2.3.3. Simulasi Gatecycle Pengaruh Off Service High Pressure Heater Terhadap Performa Pembangkit Listrik Tenaga Uap 200 MW PT. PJB GRESIK.....	29
--	----

BAB III

METODE PENELITIAN	31
3.1 Metodologi Penelitian	31
3.2 Tahap Pengumpulan dan Pengolahan Data	32
3.3 Tahapan Permodelan dan Analisis Termodinamika.....	33
3.3.1 Sistem WHRPG Single pressure	34
3.3.2 Sistem WHRPG Dual pressure	36
3.4 Variasi Pembangkit	38

BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN	41
4.1 Analisis Potensi Panas Terbuang PT Asahimas	41
4.2 Analisis Permodelan Sistem Pembangkit Tenaga	45
4.3 Analisis Pengaruh Pinch Point Evaporator Terhadap Performa Pembangkit Single pressure	51
4.3.1 Analisis Pengaruh Pinch point Terhadap HRSG.....	51
4.3.2 Analisis Pengaruh Pinch point Terhadap Daya Bangkitan Pembangkit.....	58
4.4 Analisis Pengaruh Tekanan Terhadap Performa Pembangkit Single pressure	59
4.4.1 Analisis Pengaruh Variasi Tekanan Terhadap HRSG.....	59
4.4.2 Analisis Pengaruh Variasi Tekanan Terhadap Daya Pembangkit.....	67
4.5 Analisis Pengaruh Tekanan High pressure Terhadap Performa Pembangkit Dual pressure	70
4.5.1 Analisis Pengaruh Tekanan High pressure Terhadap Distribusi Temperatur HRSG	70
4.5.2 Analisis Pengaruh Variasi Tekanan Terhadap Daya Bangkitan Pembangkit	74
4.6 Perbandingan Daya Hasil Simulasi Sistem Single Pressure dan Dual Pressure.....	78

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN	79
----------------------------	----

5.1. Kesimpulan	79
5.2. Saran	80
DAFTAR PUSTAKA.....	81
LAMPIRAN	83

(HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN)

DAFTAR TABEL

Tabel 3. 1 Review Laporan Audit Energi PT Asahimas Flat Glass, Tbk. Tahun 2014.....	33
Tabel 3. 2 Input Parameter Sistem Single pressure pada <i>Software</i> <i>GateCycle</i>	34
Tabel 3. 3 Input Parameter Sistem Dual pressure pada <i>Software</i> <i>GateCycle</i>	36
Tabel 3. 4 Variasi pada Sistem <i>Single pressure</i>	38
Tabel 3. 5 Variasi pada Sistem <i>Dual pressure</i>	38
Tabel 4. 1 Komposisi <i>flue gas</i> pada line produksi A1 dengan excess air 44%.....	42
Tabel 4. 2 Komposisi <i>flue gas</i> pada line produksi A2 dengan excess air 35%.....	42
Tabel 4. 3 Temperatur <i>Dew Point</i> H ₂ O.....	43
Tabel 4. 4 Penggunaan BBG untuk <i>furnace</i> A1	45
Tabel 4. 5 Penggunaan BBG untuk <i>furnace</i> A2	45
Tabel 4. 6 Aliran Massa Bahan Bakar dan <i>Flue Gas Area</i> Pembakaran.....	45
Tabel 4. 7 Spesifikasi Steam Turbin Shuguang N-Series.....	50
Tabel 4. 8 Data Uap Bangkitan pada Evaporator Variasi <i>Pinch</i> <i>point</i>	53
Tabel 4. 9 Data Distribusi Temperatur <i>Flue Gas</i> pada Evaporator Variasi <i>Pinch point</i>	54
Tabel 4. 10 Data Temperatur Steam Keluar Superheater Variasi <i>Pinch point</i>	56
Tabel 4. 11 Data Temperatur <i>Flue Gas</i> Keluar Superheater Variasi <i>Pinch point</i>	57
Tabel 4. 12 Daya Pembangkit Variasi <i>Pinch point</i>	58
Tabel 4. 13 Produksi Uap Evaporator Variasi Tekanan HRSG..	62
Tabel 4. 14 Data Temperatur <i>Flue Gas</i> pada Evaporator.....	63
Tabel 4. 15 Data Temperatur <i>Steam</i> Masuk Superheater Variasi Tekanan.....	65

Tabel 4. 16 Data Distribusi Temperatur <i>Flue Gas</i> Melewati Superheater Variasi Tekanan	66
Tabel 4. 17 Data Daya Turbin pada Sistem <i>Single pressure</i> dengan Variasi Tekanan HRSG	67
Tabel 4. 18 Data Properties Uap Melewati Turbin Variasi Tekanan.....	69
Tabel 4. 19 Data Perpindahan Panas Evaporator pada Sistem <i>Dual pressure</i>	72
Tabel 4. 20 Data Steam Production Evaporator pada Sistem Dual pressure	73
Tabel 4. 21 Data Distribusi Temperatur Evaporator pada Sistem <i>Dual pressure</i>	74
Tabel 4. 22 Data Massa Aliran Uap Masuk Turbin Sistem <i>Dual pressure</i> Variasi Tekanan <i>High pressure</i>	75
Tabel 4. 23 Data Daya Pembangkit Variasi Tekanan <i>High pressure</i> pada Sistem <i>Dual pressure</i>	77
Tabel 4. 24 Tabel Perbandingan Sistem <i>Single Pressure</i> dan <i>Dual Pressure</i>	78

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1. 1	Pabrik Kaca Asahimas Flat Glass, Tbk.	1
Gambar 2. 1	Skema proses produksi flat glass	5
Gambar 2. 2	Ilustrasi Glass Furnace Regenerator	7
Gambar 2. 3	Ilustrasi Pembangkit Listrik.....	9
Gambar 2. 4	Skema sistem WHRPG pada sistem pendinginan clinker	1
Gambar 2. 5	(a) Siklus Rankine (b) Diagram Temperatur – Entropinya	12
Gambar 2. 6	Perbandingan antara Expansi Actual dan Isentropis pada Turbin.....	14
Gambar 2. 7	Perbandingan antara Expansi Actual dan Isentropis pada Pompa	16
Gambar 2. 8	Open Feed Water Heater	17
Gambar 2. 9	Sistem HRSG (kiri) dan T-h diagram HRSG (kanan)	19
Gambar 2. 10	Distribusi Temperatur Aliran Crossflow	20
Gambar 2. 11	Area Kerja dari <i>Gate Cycle</i>	22
Gambar 2. 12	Superheater pada <i>Gate Cycle</i>	23
Gambar 2. 13	Economizer pada <i>Gate Cycle</i>	23
Gambar 2. 14	Evaporator pada <i>Gate Cycle</i>	25
Gambar 2. 15	Mass Balance Furnace dengan Bahan Bakar Natural Gas (kiri) dan Petroleum Coke (kanan)...27	
Gambar 2. 16	Perbandingan Flow Diagram dari Natural Gas (kiri) dan Petroleum Coke (kanan)	28
Gambar 2. 17	Grafik Pinch point vs Luasan Area, Pressure Drop, Fungsi Termodinamika, dan Fungsi Termoekonomi.	29
Gambar 2. 18	Variasi (kiri) dan Grafik Hasil (kanan) dari Pengaruh Off-Service FWH Terhadap Performa Pembangkit30	
Gambar 3. 1	Sistem WHRPG <i>Single Pressure</i>	34
Gambar 3. 2	Tingkat Kondisi Sistem WHRPG <i>Dual Pressure</i> ...36	

Gambar 4. 1 Desain WHRPG di China pada Jurnal Zhiwei Li et. al.....	46
Gambar 4. 2 Desain Sistem WHRPG <i>Single Pressure</i>	47
Gambar 4. 3 Diagram Temperatur-Entropi Sistem <i>Single Pressure</i>	48
Gambar 4. 4 Desain Sistem WHRPG <i>Dual Pressure</i>	48
Gambar 4. 5 Diagram Temperatur-Entropi Sistem <i>Dual Pressure</i>	49
Gambar 4. 6 Distribusi Temperatur pada Sistem HRSG Variasi Pinch point	51
Gambar 4. 7 Perpindahan Panas Evaporator <i>Single Pressure</i> Variasi Pinch point.....	52
Gambar 4. 8 Uap Bangkitan pada Evaporator Variasi Pinch point	53
Gambar 4. 9 Distribusi Temperatur <i>Flue gas</i> pada Evaporator Variasi Pinch point.....	54
Gambar 4. 10 Temperatur Steam Keluar Superheater Variasi Pinch point	55
Gambar 4. 11 Temperatur <i>Flue gas</i> Keluar Superheater Variasi Pinch point	56
Gambar 4. 12 Daya Pemangkit Variasi Pinch point.....	58
Gambar 4. 13 Distribusi Temperatur pada Sistem <i>Single Pressure</i> Variasi Tekanan	60
Gambar 4. 14 Diagram Temperatur - Entropy Sistem <i>Dual Pressure</i>	60
Gambar 4. 15 Perpindahan Panas Evaporator Sistem <i>Single Pressure</i> Variasi Tekanan	61
Gambar 4. 16 Uap Bangkitan Sistem <i>Single Pressure</i> Variasi Tekanan HRSG	62
Gambar 4. 17 Distribusi Temperatur <i>Flue gas</i> pada Evaporator.....	63
Gambar 4. 18 Temperatur Steam Melalui Superheater Variasi Tekanan	64
Gambar 4. 19 Distribusi Temperatur <i>Flue gas</i> Melewati Superheater Variasi Tekanan	66

Gambar 4. 20 Daya Turbin pada Sistem <i>Single Pressure</i> dengan Variasi Tekanan HRSG	67
Gambar 4. 21 Properties Uap Melewati Turbin Variasi Tekanan	68
Gambar 4. 22 Distribusi Temperatur HRSG pada sistem <i>Dual Pressure</i> Variasi Tekanan High pressure	70
Gambar 4. 23 Perpindahan Panas Evaporator pada Sistem <i>Dual Pressure</i>	72
Gambar 4. 24 Massa Aliran Uap Masuk Turbin Sistem <i>Dual Pressure</i> Variasi Tekanan High pressure	74
Gambar 4. 25 Delta Entalpi Uap pada Turbin Sistem <i>Dual Pressure</i> Variasi Tekanan High pressure dengan LP 1 MPa.....	75
Gambar 4. 26 Daya Pembangkit Variasi Tekanan High pressure pada Sistem <i>Dual Pressure</i>	76

(HALAMAN INI SENGAJA DIKOSOSNGKAN)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang



Gambar 1. 1 Pabrik Kaca Asahimas Flat Glass, Tbk.

PT. Asahimas Flat Glass, Tbk. merupakan perusahaan terkemuka di dunia yang bergerak di bidang pembuatan kaca lembaran. Dalam mendukung operasinya, PT. Asahimas Flat Glass, Tbk. melakukan alokasi pabrik pada dua lokasi yaitu Jakarta dan Sidoarjo. Pabrik yang berlokasi di Jakarta memiliki unit produksi flat glass, mirror dan safety glass, sedangkan pabrik di Sidoarjo hanya memproduksi flat glass untuk kebutuhan arsitektural maupun otomotif. Pabrik yang menempati lahan seluas 52 Ha ini memiliki kapasitas produksi sebesar 300.000 Ton/tahun.

Dalam proses pembuatan kaca di industri membutuhkan energi yang besar, energi yang besar tersebut digunakan dalam berbagai hal antara lain energi kimia dalam proses peleburan bahan baku kaca dan energi listrik untuk pemenuhan kebutuhan peralatan listrik industri. Sehingga energi juga merupakan salah satu hal yang penting dalam kelanjutan industri ini. Selama ini dalam proses produksi, sumber energi kimia pembakaran untuk peleburan bahan baku kaca menggunakan Bahan Bakar Gas (BBG) yang disuplai oleh

Perusahaan Gas Nasional (PGN), sedangkan kebutuhan energi listrik disuplai 100% dari Perusahaan Listrik Negara (PLN). Ketergantungan tersebut akan bermasalah apabila terjadi kenaikan harga dari suplai energi, yang akan mempengaruhi biaya produksi. Diperlukan sebuah strategi khusus untuk meminimalkan kenaikan biaya produksi dalam bidang energi, salah satu strategi yang dapat dilakukan adalah dengan meningkatkan efisiensi energi produksi.

Panas terbuang adalah panas yang terjadi oleh suatu pembakaran bahan bakar maupun reaksi kimia, dan terbuang ke lingkungan. Walaupun sebelumnya dimanfaatkan untuk proses produksi tetapi masih terdapat sejumlah energi yang terbuang. Dalam proses audit energi yang dilakukan oleh PT Asahimas diketahui bahwa pada keluaran *regenerator* masih memiliki potensi panas yang cukup besar. Pada perkembangan ilmu pengetahuan yang terjadi dalam bidang limbah panas yang ada, limbah panas buangan dari pembakaran kaca keluaran *regenerator furnace* termasuk dalam kategori panas menengah karena berkisar pada temperatur 425°C hingga 650°C .

Dalam proses meningkatkan efisiensi proses industri dan menurunkan biaya listrik pabrik untuk produksi, PT Asahimas Flat Glass, Tbk. berencana untuk membangun sistem pembangkit listrik dengan memanfaatkan panas terbuang dari proses produksi yang terbuang sia-sia ke atmosphere. Dalam perencanaan yang dilakukan, sistem yang mungkin untuk dibuat menggunakan teknologi siklus tradisional uap atau siklus rankine organik (ORC). Dari kedua pilihan tersebut memiliki kelebihan dan kekurangannya masing masing, dalam hal sistem yang dibangun maupun biaya yang dibutuhkan untuk membangun fasilitas pendukungnya.

1.2. Rumusan Masalah

Menurut hasil penelitian audit energi yang dilakukan oleh PT Assahimas Flat Glass pada tahun 2014, diketahui

bahwa gas buang proses peleburan bahan baku kaca memiliki potensi sebesar 18 MW yang bisa dimanfaatkan untuk pembangkit. Untuk meningkatkan efisiensi proses produksi maka perusahaan berencana untuk membuat sistem pemanfaatan panas terbuang menjadi tenaga listrik. Saat ini dibutuhkan desain suatu sistem yang dapat memanfaatkan panas terbuang pembakaran tersebut secara optimal. Dengan menggunakan bantuan *software Gate Cycle* akan dibuat desain dan analisis sehingga didapatkan konfigurasi peralatan yang tepat untuk sistem pembangkit listrik tenaga panas terbuang tersebut.

1.3. Batasan Masalah

Pada analisis ini menggunakan beberapa batasan masalah dan asumsi yang digunakan untuk membantu dalam proses analisis, perhitungan dan pembahasan. Batasan masalah yang digunakan adalah sebagai berikut:

1. Perancangan model pembangkit yang diakan dibuat berdasarkan data gas buang pada laporan audit energi PT Asahimas *Flat Glass*, Tbk
2. Dua line produksi kaca terus beroperasi normal.
3. Analisis yang digunakan adalah analisis termodinamika.
4. Sistem dalam kondisi tunak.
5. Gas buang hasil pembakaran diasumsikan udara panas dengan komposisi tertentu.
6. Heat losses serta kebocoran pada sistem diabaikan
7. Pengaruh energi kinetik dan potensial diabaikan
8. Analisis perhitungan ekonomi diabaikan
9. Sistem pembangkit tidak terjadi *blowdown*
10. Simulasi yang dilakukan menggunakan *Software Gate Cycle* versi 5.61

1.4. Tujuan Penelitian

Tujuan dari analisis yang dapat diambil dari penelitian tugas akhir ini antara lain:

1. Mengetahui potensi energi yang dapat dimanfaatkan dari pembuangan gas *furnace glass* yang dapat dimanfaatkan menjadi energi listrik.
2. Mengetahui pengaruh *pinch point*, tekanan dan sistem *dual pressure* operasi HRSG terhadap kinerja pembangkit.
3. Mendapatkan *properties* setiap tingkat keadaan pada sistem WHRPG yang optimal pada saat kondisi operasional dari produksi kaca PT Asahimas *Flat Glass*, Tbk.

1.5. Manfaat Penelitian

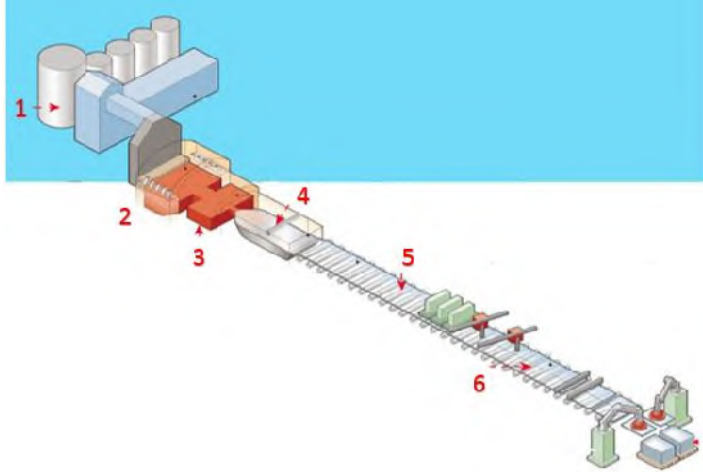
Manfaat dari penelitian tugas akhir ini adalah

1. Menambah pengetahuan penulis maupun pembaca dalam hal pemanfaatan panas terbuang sebagai pembangkit listrik
2. Sebagai referensi penelitian selanjutnya yang akan melakukan penelitian dalam bidang pemanfaatan panas terbuang sebuah pabrik.
3. Sebagai referensi penelitian selanjutnya tentang pengaruh *pinch point*, tekanan operasi HRSG dan sistem *dual pressure*
4. Menjadi referensi bagi Industri dalam meningkatkan efisiensi panas proses produksi dengan menggunakan sistem WHRPG.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Dasar Teori

2.2.1. Proses Produksi Kaca di PT Asahimas Flat Glass, Tbk.



Gambar 2. 1 Skema proses produksi *flat glass*

PT Asahimas Flat Glass, Tbk. merupakan salah satu pemain besar dalam industri kaca datar di Indonesia maupun di Asia Tenggara. Dalam pemasarannya PT Asahimas Flat Glass menjual beberapa jenis produk kaca untuk kebutuhan arsitektural maupun kaca otomotif, sistem produksi kaca yang dilakukan oleh PT Asahimas Flat Glass, Tbk. merupakan proses *floating glass*. Proses produksi *floating glass* secara garis besar dibagi menjadi 6 tahapan produksi, antarlain:

1. **Pencampuran *Raw Material***

Pencampuran material merupakan proses awal pembuatan kaca, pada proses ini semua bahan baku beserta bahan tambahan akan dicampur berdasarkan komposisi yang sudah ditentukan diaduk menjadi homogen yang disebut “*molten glass*”. Pada

proses ini bahan baku berupa *silica sand*, *dolomite soda ash*, *calumite*, *salt cake*, *feldspar* dan pecahan kaca dicampur untuk dilebur secara bersamaan pada proses selanjutnya. Pada proses ini juga dilakukan penimbangan dan *quality control* bahan baku yang layak untuk diproses menjadi kaca yang akan diproduksi.

2. Proses Peleburan

Pada proses ini bahan baku dengan komposisi yang sudah ditetapkan, dilebur dengan menggunakan panas pembakaran di area furnace. Suhu pembakaran didalam *furnace* dapat mencapai $\pm 1600^{\circ}\text{C}$, karena temperatur didalam *furnace* yang sangat tinggi *furnace* dibuat dengan menggunakan batu tahan api yang disebut *refractories*. Kemudian proses berlanjut dengan proses peleburan seluruh material (*batch* dan *cullet*). Pada tahap ini konsumsi energi sangat tinggi karena merubah raw material padat menjadi *molten glass* yang lebur.

3. Proses Refining

Proses ini merupakan serangkaian tahapan yang dilakukan untuk pelepasan gelembung yang terdapat didalam molten glass. Gelembung adalah salah satu reaksi akibat dekomposisi antar *batch*. Apabila dibiarkan, gelembung ini akan menjadi cacat pada kaca. Selanjutnya dilakukan tahapan Stirring and Skimming. Pada tahap ini merupakan proses pengadukan yang bertujuan untuk mencampur molten glass supaya lebih homogen. Kemudian temperatur kaca harus diatur dan dijaga sebelum masuk ke metal bath yang bertujuan untuk mengatur tebal, ukuran dan lebar dari *molten glass*. Lokasi tahap *refining* ini disebut *refiner*.

4. Proses pembentukan kaca (Drawing)

Pada proses ini, proses pembentukan kaca terjadi didalam tempat yang disebut *metal bath*. Pada proses ini molten glass akan dialirkan dari refiner menuju *metal bath*, kemudian diambangkan diatas timah cair. *Molten glass* yang diambangkan diatas timah disebut dengan *ribbon glass*. Proses pembuatan kaca ini menggunakan *float process*, dimana didalam metal bath ini ribbon glass diambangkan diatas cairan timah untuk mendapatkan struktur yang rata.

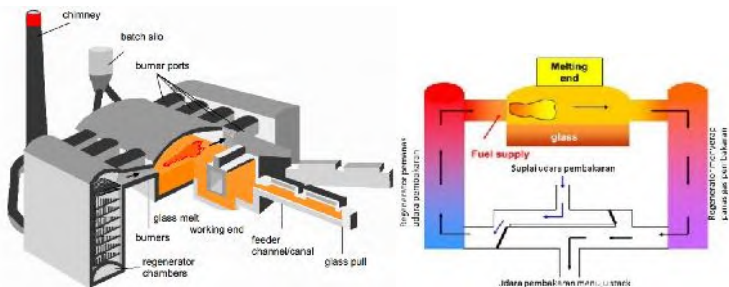
5. Proses Pendinginan (*Lehr Process*)

Proses selanjutnya adalah proses pendinginan pada kaca. Proses pendinginan pada kaca sangat bergantung pada distribusi temperatur dalam kaca. Jika kaca dalam keadaan masih panas dan langsung memasuki proses pendinginan maka kaca tersebut akan mengalami *thermal shock* yang akan mengakibatkan kaca akan retak dan kemudian akan pecah. Maka proses pendinginan kaca haruslah dilakukan secara denfan cara menurunkan temperatur secara bertahap atau disebut juga *annealing*. Apabila proses *annealing* tidak berjalan dengan baik maka proses pendinginan akan menjadi sulit karena dapat menyebabkan kaca pecah pada saat proses *annealing*.

6. Proses Pemotongan (*Cold Process*)

Proses ini merupakan proses produksi terakhir dari *flat glass* sebelum didistribusikan pada pelanggan. Sebelum proses pemotongan dilakukan, terdapat proses pencucian dan pelapisan pada kaca. Proses pencucian dilakukan untuk menghilangkan kotoran yang masih menempel pada kaca, sedangkan proses pelapisan dilakkan untuk menghasilkan kaca berkualitas. Setelah proses pencucian dan pelapisan kaca, kaca akan melalui proses pemotongan sesuai dengan permintaan pelanggan. Pada tahap ini kaca akan dipotong dengan secara vertikal dan horizontal.

2.1.1. Glass Furnace



Gambar 2. 2 Ilustrasi *Glass Furnace Regenerator*

Glass furnace pada umumnya mengonsumsi sekitar 70-80% dari total kebutuhan energi pada pabrik kaca. Untuk efisiensi

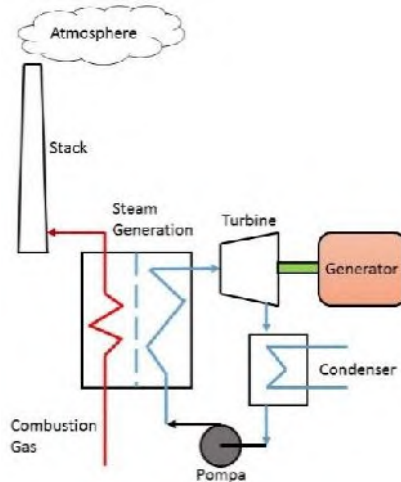
operasi pada ruang bakar kurang lebih 45% energi hasil pembakaran ditangkap oleh *regenerator*. Peningkatan temperatur *preheat* pada pembakaran akan mengurangi kebutuhan energi spesifik dari ruang bakar dan juga membantu untuk mencapai temperatur ruang bakar yang lebih tinggi. Regenerator yang baik pada umumnya dapat menangkap 60-65% dari total energi yang melewati regenerator.

Glass Furnace merupakan salah satu bagian proses dari pembuatan kaca, dimana pada bagian ini dilakukan peleburan bahan baku menjadi cairan kaca yang siap untuk dicetak menjadi kaca lembaran. Pada area furnace memiliki dua deret burner dan dua *regenerator*. Cara beroperasi dari kedua peralatan ini adalah bekerja secara bergantian, jika *regenerator* bagian kiri temperaturnya sudah cukup tinggi maka burner kiri akan beroperasi dan burner kanan akan mati. Udara pembakaran yang semula lewat *regenerator* kanan pindah ke *regenerator* kiri. *Regenerator* kiri berfungsi untuk pemanasan udara pembakaran sebelum masuk ruang bakar. *Flue gas* dari ruang bakar berpindah aliran dari *regenerator* kiri ke *regenerator* kanan untuk menaikkan temperatur *regenerator*. Jika *regenerator* kanan sudah cukup tinggi operai berbalik ke burner kanan. *Flue gas* dari regenerator kiri maupun kanan semua masuk ke saluran *flue gas* ke cerobong asap.

2.1.2. Perencanaan Desain Pembangkit

Proses yang terjadi pada sistem pembangkit tenaga cukup rumit sehingga perlu dilakukan idealisasi untuk membuat model termodinamika yang mudah dipelajari. Pembuatan model merupakan langkah awal yang penting dalam pembuatan rancangan teknik. Walaupun studi mengenai model-model yang disederhanakan hanya akan menghasilkan kesimpulan kualitatif mengenai kinerja-kinerja alat-alat aktualnya, model dapat menunjukkan bagaimana perubahan suatu parameter operasi yang penting akan mempengaruhi kinerja aktual. Model juga memberikan kerangka yang sederhana untuk pembahasan fungsi

dan keuntungan fitur-fitur yang dirancang untuk memperbaiki kinerja keseluruhan dari pembangkit. Komponen-komponen yang ada pada sistem pembangkit pada umumnya adalah: Turbin, Condenser, Boiler atau HRSG, Deaerator dan pompa.



Gambar 2. 3 Ilustrasi Pembangkit Listrik

Turbin uap adalah suatu penggerak yang mengubah energi potensial uap menjadi energi kinetik dan energi kinetik yang selanjutnya diubah menjadi energi mekanis dalam bentuk putaran poros turbin. Poros turbin selanjutnya diubah menjadi energi mekanis dalam bentuk putaran poros turbin. Poros turbin, langsung atau dengan bantuan roda gigi reduksi, dihubungkan dengan mekanisme yang digerakkan. Tergantung pada mekanisme yang digerakkan, turbin uap dapat digunakan pada berbagai bidang industri, untuk pembangkit tenaga listrik, dan untuk transportasi.

Pompa merupakan salah satu jenis mesin yang berfungsi untuk memindahkan zat cair dari suatu tempat ke tempat yang diinginkan. Zat cair tersebut contohnya adalah air, oli atau minyak pelumas, serta fluida lainnya yang tak mampu mampat (incompressible fluid). Pada pompa terdapat sudu-sudu impeler, fungsi impeler pompa adalah mengubah energi mekanik yaitu putaran impeler menjadi energi fluida (zat cair).

Deaerator adalah alat yang bekerja untuk membuang gas-gas yang terkandung dalam air ketel, sesudah memulai proses pemurnian air (*water treatment*). Selain itu deaerator juga berfungsi sebagai pemanas awal air siklus sebelum dimasukkan kedalam *boiler*. Deaerator bekerja berdasarkan sifat dari oksigen yang kelarutannya pada air akan berkurang dengan adanya kenaikan suhu dari air.

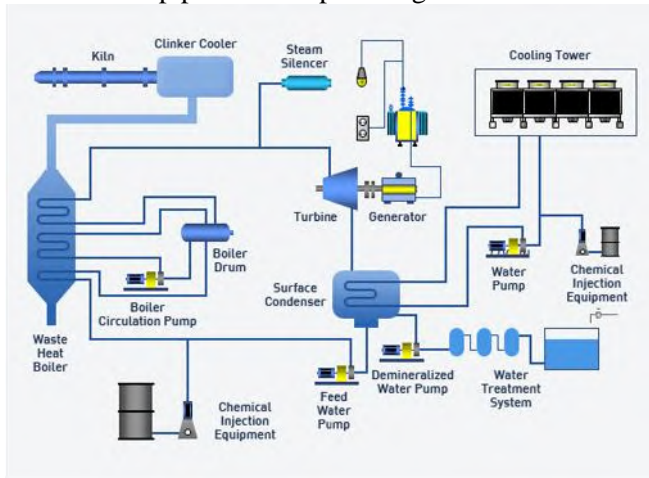
Condenser merupakan peralatan dari suatu pembangkit yang memiliki fungsi untuk mengubah fasa dari uap keluaran dari turbin uap. Keluaran turbin uap yang awalnya masih berupa campuran antara uap dengan cairan kemudian didinginkan menggunakan fluida pendingin. Pada umumnya untuk meningkatkan efisiensi dari pembangkit condenser dari pembangkit dibuat beroperasi pada tekanan vakum, semakin vakum tekanan dari condenser maka akan membuat efisiensi dari pembangkit semakin besar.

Heat Recovery Steam Generator (HRSG) adalah suatu peralatan yang pada pembangkit listrik yang berfungsi untuk mengubah air menjadi uap, seperti fungsi yang dimiliki boiler pada sistem PLTU. Tetapi pada operasi HRSG memanfaatkan panas gas buang dari suatu proses industri maupun pembangkit listrik tenaga gas. Pada sistem HRSG yang ada, apabila gas buang tidak dimanfaatkan maka gas langsung dibuang ke atmosfer melalui bypass stack. Gas buang tersebut biasanya masih memiliki temperatur yang tinggi, dan memiliki aliran massa yang relatif besar pula. Proses pembangkitan uap pada umumnya tidak membutuhkan pembakaran ulang, namun tidak menutup kemungkinan dilakukan pembakaran untuk mendapatkan properties gas buang yang diinginkan.

2.1.3. Waste Heat Recovery Power Generation (WHRPG)

Terlihat pada **Gambar 2. 4** secara garis besar, kerja dari sistem *Waste Heat Recovery Power Generator* (WHRPG) merupakan sebuah sistem yang mengaplikasikan siklus rankine. Berbeda dengan siklus rankine pada PLTU untuk energi

panas yang digunakan untuk memanaskan air bukan berasal dari pembakaran pada boiler, namun berasal dari gas buang pembakaran proses produksi pabrik yang awalnya dibuang ke atmosfer. Gas buang yang masih mempunyai temperatur tinggi akan dimanfaatkan untuk memanaskan air hingga menjadi uap. Selanjutnya uap hasil pemanasan tersebut digunakan untuk memutar turbin uap pada siklus pembangkitan listrik.



Gambar 2. 4 Skema sistem WHRPG pada sistem pendinginan *clinker*

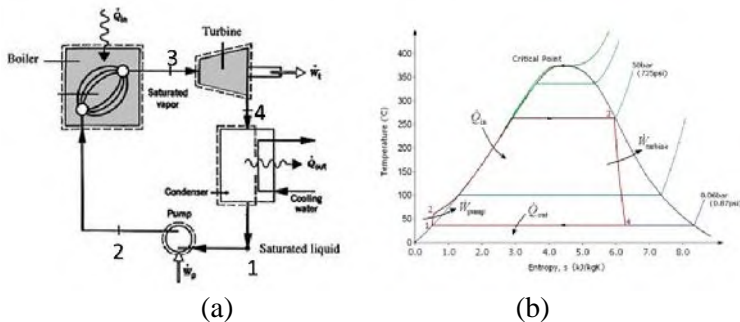
Gas buang dari proses pembakaran proses produksi pabrik yang sebelumnya langsung dibuang ke atmosfer. Kemudian dengan teknologi yang ada saat ini, gas buang yang masih mempunyai temperatur tinggi dan dapat dimanfaatkan kembali untuk proses yang lain. Pemanfaatan gas buang dilakukan dengan cara memasukkan *flue gas* ke HRSG untuk memanaskan air yang digunakan untuk memutar turbin. Dalam HRSG terjadi pertukaran panas antara gas panas yang dikeluarkan *exhaust gas* proses industri dengan fluida kerja pada siklus pembangkit listrik yang ada dengan siklus tertutup. Hasil pemanasan air berupa uap (*steam*) masuk ke turbin uap berupa uap kering untuk menggerakkan sudu-

sudu turbin. Dari turbin yang berputar, karena turbin dan generator berada dalam satu poros yang sama maka putaran turbin akan menyebabkan generator menghasilkan energi listrik.

Sisa uap yang digunakan untuk menggerakkan turbin dialirkan ke condenser, agar terjadi proses kondensasi uap. Proses kondensasi biasanya dilakukan dengan tekanan *vacuum* untuk meningkatkan efisiensi dari siklus rankine yang terjadi. Proses kondensasi uap terjadi saat uap bersentuhan dengan pipa-pipa yang di dalamnya mengalir air yang berasal dari *cooling tower*. Pendinginan menggunakan air *cooling tower* dilakukan karena posisi industri yang jauh dari air laut seperti pada PLTU pada umumnya. Oleh karena itu untuk menjaga kapasitas air pendingin siklus maka air pendinginan juga melalui siklus tertutup.

2.1.4. Analisis Termodinamika Peralatan WHRPG

2.1.4.1. Siklus Rankine



Gambar 2. 5 (a) Siklus Rankine (b) Diagram Temperatur – Entropinya

Siklus Rankine adalah siklus termodinamika yang mengubah energi panas pada aliran tertutup (close-loop cycle), yang berarti secara konstan air pada akhir siklus akan masuk kembali disirkulasikan kembali ke proses awal siklus. Siklus ini menggunakan fluida air sebagai fluida kerjanya, tetapi tidak menutup kemungkinan untuk fluida kerja dari fluida selain air.

Dalam siklus ini pada dasarnya terdiri dari empat proses dengan perbedaan keadaan (tekanan dan/atau wujud).

Proses 1-2: Fluida kerja air keluaran *condenser* dipompa dari tekanan rendah ke tinggi, dan pada proses ini fluida kerja dalam kondisi cair jenuh untuk menjaga kondisi kerja dari pompa. Proses ini dinamakan proses kompresi-isentropik karena saat dipompa, secara ideal tidak ada perubahan entropi yang terjadi.

Proses 2-3: Air bertekanan tinggi tersebut masuk ke boiler untuk mengalami proses selanjutnya, yaitu pemanasan secara isobarik (tekanan konstan) hingga fasenya berubah menjadi uap *superheat*. Sumber panas didapatkan dari gas panas dari sisa pembuangan exhaust gas turbine.

Proses 3-4: Proses ini adalah proses ekspansi yang terjadi pada turbin uap. Uap air kering dari boiler masuk ke turbin dan mengalami proses ekspansi secara isentropik. Energi yang tersimpan di dalam uap air dikonversi menjadi energi gerak pada turbin.

Proses 4-1: Uap air yang keluar dari turbin uap masuk ke kondensor dan mengalami kondensasi secara isobarik. Uap air diubah fasenya menjadi cair kembali sehingga dapat digunakan kembali pada proses siklus.

2.1.4.2. Analisis Sistem Kerja Pembangkit

Untuk mengevaluasi siklus rankine yang dibuat maka dibutuhkan analisis menggunakan analisis termodinamika, untuk mempermudah perhitungan dan analisis maka dibutuhkan asumsi-asumsi yang dapat dilakukan untuk mempermudah analisis. Asumsi pertama yang dilakukan adalah perpindahan kalor yang terjadi antar komponen pembangkit dengan sekelilingnya perlu diabaikan, perubahan energi kinetik dan potensial juga diabaikan, setiap komponen dianggap sedang beroperasi pada kondisi tunak.

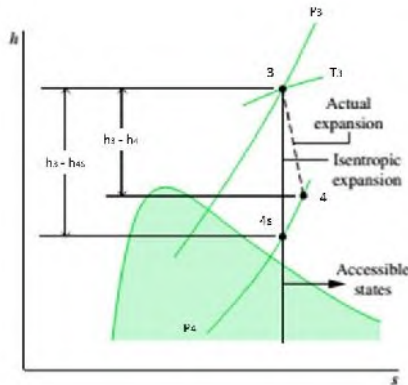
Dengan menggunakan prinsip kekekalan massa dan energi, maka kita dapat mengembangkan beberapa persamaan untuk perpindahan energi dari titik-titik kondisi seperti yang telah ditunjukkan pada grafik siklus rankine sebelumnya.

- **Turbin**

Dalam kasus ini boiler pada kondisi 1, yang berada pada temperatur dan tekanan yang sudah dinaikkan, berekspansi melalui turbin untuk menghasilkan kerja dan kemudian dibuang ke kondensor pada kondisi 2 dengan tekanan yang relatif rendah. Dengan mengabaikan perpindahan kalor dengan sekelilingnya, kesetimbangan laju energi dan *massa* untuk *volume* atur di sekitar turbin pada kondisi tunak menjadi

$$0 = \cancel{\dot{Q}_t} - \dot{W}_t + \dot{m} \left[h_3 - h_4 + \frac{V_3^2 - V_4^2}{2} + g(z_3 - z_4) \right] \dots (2.1)$$

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_3 - h_4 \dots \dots \dots (2.2)$$



Gambar 2. 6 Perbandingan antara Expansi *Actual* dan Isentropis pada Turbin

Terlihat pada grafik diatas bahwa nilai $h_2 > h_{2s}$, Effisiensi *isentropic* turbin merupakan perbandingan antara kinerja actual dari turbin dengan kinerja yang mungkin dicapai oleh turbin pada kondisi ideal dengan tekanan masuk dan keluar yang sama, pada umumnya η_s bernilai antara 0,7 hingga 0,9. Rumusan effisiensi *isentropic* dari turbin adalah

$$\left(\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} \right)_s = h_3 - h_{4s} \dots \dots \dots (2.3)$$

$$\eta_s = \frac{w/\dot{m}}{(w/\dot{m})_s} \dots\dots\dots (2.4)$$

• Kondenser

Dalam kondensor terjadi perpindahan kalor dari uap ke air pendingin yang mengalir dalam aliran yang terpisah. Uap terkondensasi menjadi cair dan temperatur air pendingin meningkat tanpa menggunakan daya dari luar. Pada kondisi tunak, kesetimbangan laju massa dan energi untuk volume atur yang melingkupi bagian kondensasi dari penukar kalor adalah

$$0 = \dot{Q}_o - \dot{W}_e + \dot{m} \left[h_4 - h_1 + \frac{v_4^1 - v_1^2}{2} + g(z_4 - z_1) \right] \dots\dots (2.5)$$

$$\frac{\dot{Q}_o}{\dot{m}} = h_4 - h_1 \dots\dots\dots (2.6)$$

• Pompa

Kondensat cair hasil keluaran kondensor di kondisi 1 di pompa dari kondensor ke dalam *boiler* dengan tekanan yang lebih tinggi. Dengan menggunakan *volume* atur di sekitar pompa dan mengasumsikan tidak ada perpindahan kalor dengan sekitarnya, menaikkan tekanan fluida pastinya membutuhkan energi dari luar. Sehingga kesetimbangan laju massa dan energi nya menjadi:

$$0 = \dot{Q}_e - \dot{W}_p + \dot{m} \left[h_2 - h_1 + \frac{v_2^1 - v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right] \dots\dots\dots (2.7)$$

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \dots\dots\dots (2.8)$$

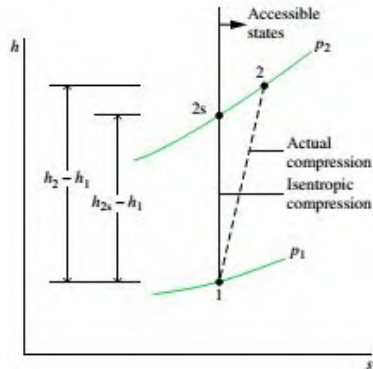
Selain bisa dengan menggunakan persamaan termodinamika yang diatas, karena pompa dapat diidealisasikan beroperasi tanpa irreversebilitas. Sebagai alternatif perhitungan untuk besarnya power yang dibutuhkan oleh pompa dapat digunakan rumusan

$$\left(\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} \right)_{i \ r} = v_1(p_2 - p_1) \dots\dots\dots (2.9)$$

Dengan: v_1 = nilai volume spesifik

P = tekanan

Seperti pada turbin pompa juga memiliki nilai efisiensi isentropic. Efisiensi isentropic pompa merupakan perbandingan antara kinerja actual dari pompa dengan kinerja yang mungkin dicapai oleh pompa pada kondisi ideal dengan tekanan masuk dan keluar yang sama.



Gambar 2. 7 Perbandingan antara Expansi Actual dan Isentropis pada Pompa

Terlihat pada grafik bahwa keadaan nyata, $h_2 > h_{2s}$. Pada umumnya nilai dari efisiensi pompa berkisar pada nilai 75% hingga 85%. Rumusan efisiensi isentropic dari turbin adalah

$$\eta_{hp} = \frac{\left(\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}}\right)_s}{\left(\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}}\right)} \dots\dots\dots (2.10)$$

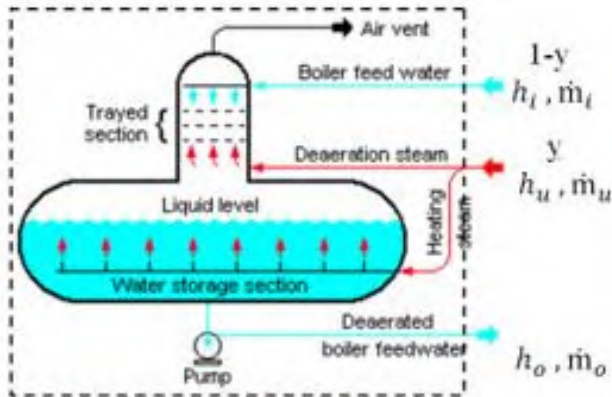
- **Boiler**

Pada **Temperatur – Entropinya Fluida** kerja menyelesaikan siklus ketika cairan yang meninggalkan pompa pada kondisi 4 dipanaskan sampai jenuh dan diuapkan di dalam *boiler*. Dengan menggunakan *volume* atur yang melingkupi tabung *boiler* dan drum yang mengalirkan air pengisian dari kondisi 4 ke kondisi 1, maka kesetimbangan laju *massa* dan energi menghasilkan

$$0 = \dot{Q}_{ti} - \dot{W}_c + \dot{m} \left[h_3 - h_2 + \frac{v_3^2 - v_2^2}{2} + g(z_3 - z_2) \right] \dots\dots (2.11)$$

$$\frac{\dot{Q}_{ti}}{\dot{m}} = h_3 - h_2 \dots\dots\dots (2.12)$$

- **Open Feed Water Heater**



Gambar 2. 8 Open Feed Water Heater

Dapat dilihat pada **Gambar 2. 8** Heat Exchanger jenis ini aliran yang berbeda temperatur akan bercampur secara langsung tanpa adanya penyekat. Fraksi y dapat dihitung dengan menerapkan prinsip-prinsip konservasi massa dan konservasi energi pada volume atur di sekeliling pemanas air-pengisian. Jika tidak terjadi perpindahan kalor antara pemanas air-pengisian dan lingkungan sekitarnya serta efek energi kinetik dan potensial dapat diabaikan, kesetimbangan laju massa dan energi pada kondisi *steady* akan menghasilkan

$$0 = y h_u + (1 - y) h_l - h_o \dots\dots\dots (2.13)$$

$$0 = y \dot{m}_u + (1 - y) \dot{m}_l - \dot{m}_o \dots\dots\dots (2.14)$$

Apabila terdapat udara buang maka diperlukan penambahan rumusan dari laju aliran massanya.

2.1.4.3. Neraca Energi Siklus

Kesetimbangan energi untuk suatu sistem yang mengalami siklus termodinamika dapat ditunjukkan dengan persamaan berikut

$$\Delta E_{Si} = Q_{Si} - W_{Si} \dots\dots\dots(2.15)$$

dimana Q_{siklus} dan W_{siklus} menunjukkan jumlah perpindahan energi nete melalui kalor dan kerja siklus. Karena sebuah siklus sistem akan kembali ke keadaan awal, maka tidak terdapat perbedaan energi neto. Dengan demikian maka persamaan dapat menjadi:

$$W_{Si} = Q_{Si} \dots\dots\dots(2.16)$$

Persamaan tersebut menggambarkan prinsip kekekalan energi yang harus dipenuhi oleh setiap siklus termodinamika. Salah satu parameter yang digunakan untuk mengukur performa dari suatu siklus termal adalah efisiensi termal. Efisiensi termal dari siklus rankine adalah sebagai berikut:

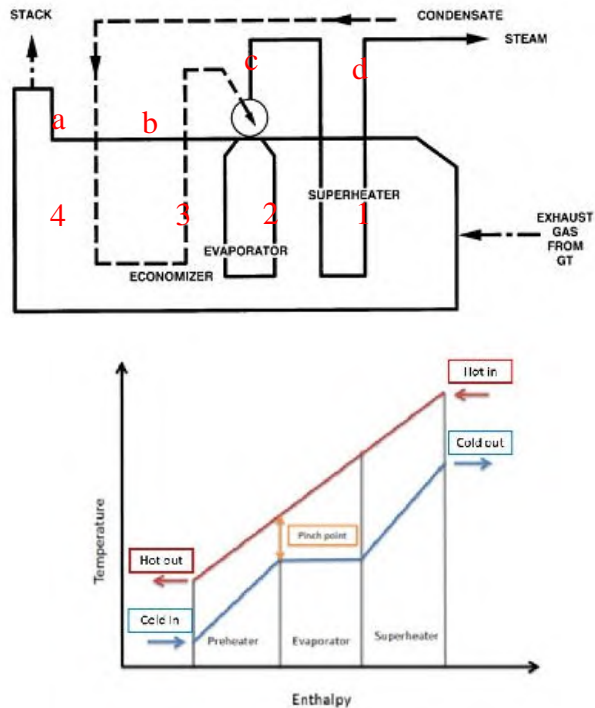
$$\eta_{ther} = \frac{W_C}{Q_H} = \frac{W_t}{Q_{ti}} = \frac{\dot{m}(h_3-h_4)}{\dot{m}(h_3-h_2)} \dots\dots\dots (2.17)$$

Dengan Q_H adalah semua energi yang diterima sistem dari reservoir panas dan Q_C merupakan jumlah energi yang dilepaskan dari sistem ke reservoir dingin melalui perpindahan kalor yang terjadi. Sedangkan W_{siklus} dapat dikategorikan sebagai daya *Gross* (kotor) maupun daya *Netto* (bersih). Daya siklus kotor merupakan daya yang dihasilkan pada sistem sebelum dikurangi dengan kebutuhan daya pada sistem, dan daya siklus bersih merupakan daya hasil dari sistem setelah dikurangi dengan kebutuhan daya pada sistem. Apabila dikorelasikan dengan sistem rankine pada **Gambar 2. 5**. Persamaan efisiensi menjadi bersih siklus menjadi:

$$\eta_m = \frac{W_t - W_{pt}}{Q_{ti}} \dots\dots\dots(2.18)$$

$$\eta_m = \frac{(h_3-h_4)-(h_2-h_1)}{(h_3-h_2)} \dots\dots\dots(2.19)$$

2.1.4.4. Perhitungan Perpindahan Kalor HRSG



Gambar 2. 9 Sistem HRSG (kiri) dan T-h diagram HRSG (kanan)

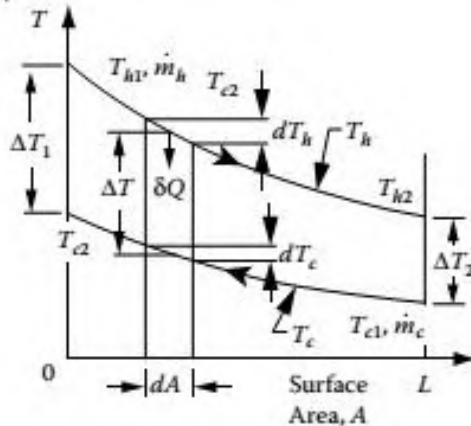
Dalam mendesain sistem HRSG salah satu hal yang perlu diperhatikan adalah *pinch point*. Pinh point adalah perbedaan temperatur dari air jenuh dengan temperatur keluar dari gas panas pada evaporator. Pengurangan temperature *pinch point* menyebabkan pengurangan pada temperatur gas keluar HRSG yang akan menyebabkan penurunan exergi loss keluar dari stack. Tetapi untuk mencapai *pinch point* yang lebih kecil dibutuhkan luas perpindahan panas semakin besar. Pada referensi yang ada, designer HRSG yang berpengalaman menyatakan bahwa dalam perancangan HRSG *pinch point* yang disarankan adalah antara temperatur 11°C hingga 28°C.

$$\Delta T_{p\ h} = T_{g\ k\ e} - T_{a\ m\ e} \dots (2.20)$$

$$\Delta T_{p\ h} = T_{g\ 3} - T_{wb} \dots (2.21)$$

2.1.4.5. Effectiveness-Metode NTU untuk Menganalisa Heat Exchanger

Saat temperatur masukan atau keluaran dari aliran fluida tidak diketahui, maka untuk menggunakan metode analisis LMTD dilakukan dengan cara *trial-and-error*. Untuk menghindari analisis dengan cara *trial-and error* maka metode *number of transfer unit* (NTU) berdasarkan konsep dari effectiveness perpindahan panas mungkin dilakukan.



Gambar 2. 10 Distribusi Temperatur Aliran Crossflow

Efektiveness merupakan metode yang dilakukan untuk menilai performansi dari suatu *heat exchanger*. Efektiveness perpindahan panas *heat exchanger* dapat dihitung dengan rumusan:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_m} \dots (2.22)$$

Heat transfer yang terjadi bisa didapatkan dari energi yang diberikan oleh fluida panas atau didapatkan dari energi yang diterima oleh fluida dingin. Dengan persamaan:

$$Q = (\dot{m}c_p)_h (T_{h1} - T_{h2}) \quad Q = (\dot{m}c_p)_c (T_{c2} - T_{c1}) \dots (2.23)$$

Jika $C_h > C_c$ maka $(T_{h1}-T_{h2}) < (T_{c2}-T_{c1})$ (2.24)

Jika $C_h < C_c$ maka $(T_{h1}-T_{h2}) > (T_{c2}-T_{c1})$ (2.25)

Fluida yang mungkin terjadi perbedaan temperatur maksimum adalah fluida yang memiliki *heat capacity rate* minimal (C_{\min}) Maka kemungkinan perpindahan panas maksimum bisa didapatkan dari rumusan:

$$Q_m = (\dot{m}c_p)_c (T_{h1} - T_{c1}) \text{ jika } C_c < C_h \text{ (2.26)}$$

atau

$$Q_m = (\dot{m}c_p)_h (T_{h1} - T_{c1}) \text{ jika } C_c > C_h \text{ (2.27)}$$

Yang bisa didapatkan dengan *counterflow heat exchanger* apabila memiliki luasan perpindahan panas tak terhingga. Maka *effectiveness*, ε , dari *heat exchanger* bisa didapatkan dengan rumusan:

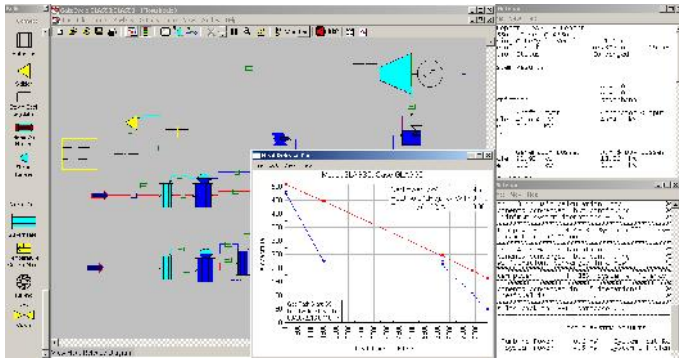
$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h1}-T_{h2})}{C_m (T_{h1}-T_{c1})} = \frac{C_c(T_{c1}-T_{c2})}{C_m (T_{h1}-T_{c1})} \text{ (2.28)}$$

Dengan $C_h = C_{\min}$ untuk definisi yang pertama, dan untuk yang kedua adalah $C_c = C_{\min}$. persamaan diatas bisa digunakan untuk semua susunan *flow heat exchanger*

2.2. Software GateCycle

GateCycle merupakan *software* yang dikembangkan oleh general electric digunakan untuk mendesain dan menganalisis unjuk kerja suatu sistem *Power plant*. *GateCycle* menggunakan proses Termodinamika, perpindahan panas, dan mekanika fluida yang terjadi pada suatu *Power plant* dalam menjalankan perhitungan simulasinya. Pada penelitian kali ini, *software GateCycle* yang digunakan adalah versi 5.61.0.r.

Dengan *software* ini, kita bisa merangkai suatu sistem *Power plant* pada *Gate Cycle Flowsheet* sesuai dengan desain yang kita butuhkan. Kita juga dapat menentukan nilai parameter operasional yang akan dimasukkan pada tiap komponen penyusun sistem *Power plant* tersebut.



Gambar 2. 11 Area Kerja dari *GateCycle*

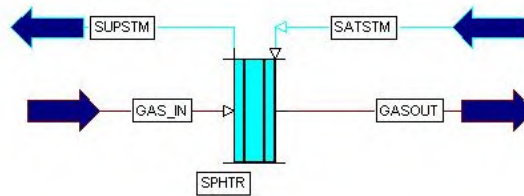
Output dan manfaat dari penggunaan *GateCycle* antara lain: kita dapat memperoleh nilai efisiensi dari pembangkit, *heat rate* dan *Power* yang dihasilkan sistem pembangkit, mengetahui *performance* dari sitem pembangkit secara keseluruhan maupun tiap peralatannya saja. Serta kita juga dapat memprediksi dampak dari perubahan atau modifikasi pada suatu peralatan pada sistem pembangkit yang kita lakukan.

Peralatan atau aparatus yang ada pada *GateCycle* memiliki cara *input* yang berbeda-beda. Berikut contoh cara *input* yang ada pada aparatus-aparatus *GateCycle*:

- **Superheater**

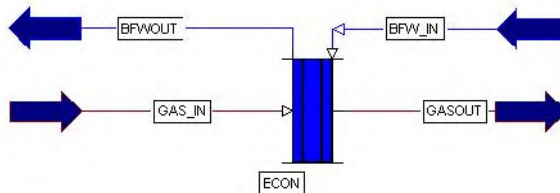
Superheater merupakan *heat exchanger* yang mentransferkan energy dari aliran gas panas ke aliran uap untuk menaikkan temperatur hingga diatas temperatur uap jenuh. Metode perhitungan yang dapat dipilih antarlain:

- Surface area*, Metode perhitungan berdasarkan besarnya luasa area perpindahan panas
- Effectiveness*, merupakan perpindahan panas yang terjadi dibagi dengan besarnya perpindahan panas yang mungkin terjadi dengan permasalahan yang ada.



Gambar 2. 12 Superheater pada Gate Cycle

- c. *Steam Outlet Temperature*, metode perhitungan berdasarkan besarnya temperatur keluaran uap yang diinginkan.
- d. *Approach Temperature (Gas in-Steam Out)*, perbedaan antara temperatur masuk gas dan temperatur keluar steam.
- e. *Steam Outlet Enthalphy*, metode perhitungan dengan input enthalpy keluaran steam.
- f. *Degrees of Superheat*, metode perhitungan berdasarkan temperatur diatas temperatur uap jenuh.
- g. *Bypass*, metode yang berfungsi untuk melewati komponen kerja tanpa mengalami perpindahan panas.
- h. *Gas Outlet Temperature*, metode *input* dari temperatur gas panas yang kita inginkan.
- i. *Approach Temperature (Gas out-Steam in)*, perbedaan antara temperatur keluar gas dan temperatur masuk steam.
- j. *Specify Icon for Control Temperature*, menghubungkan dengan drum icon yang ada pada permodelan, dan *input* besarnya keinginan temperatur pada peralatan yang dipilih
- **Economizer**



Gambar 2. 13 Economizer pada Gate Cycle

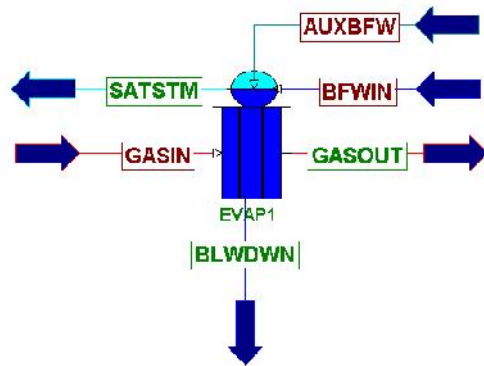
Economizer merupakan *heat exchanger* yang digunakan untuk mentrasferkan energi dari gas panas ke air. Tetapi tidak

untuk mendidihkan air. Untuk pilihan dari metode perhitungan atau *inputan* antaralain:

- a. *Surface Area*, untuk *inputan* besarnya luasan perpindahan panas *heat exchanger*
- b. *Effectiveness*, merupakan perpindahan panas yang terjadi dibagi dengan besarnya perpindahan panas yang mungkin terjadi dengan permasalahan yang ada.
- c. *Water Outlet Temperature*, metode perhitungan berdasarkan besarnya temperatur keluaran air yang diinginkan.
- d. *Exit Subcooling*, Metode perhitungan berdasarkan perbedaan antara temperatur air jenuh pada tekanan operasi dengan dengan keluaran temperatur keluaran air yang sebenarnya.
- e. *Bypass*, metode yang berfungsi untuk melewati komponen kerja.
- f. *Approach temperature(gas In-Water Out)*, perbedaan antara temperatur masuk gas dan temperatur keluar air.
- g. *Gas Outlet Temperature*, metode *input* dari temperatur gas panas yang kita inginkan.
- h. *Approach Temperature (Gas Out-Water In)*, perbedaan antara temperatur keluaran gas dan temperatur masuk air.
- i. *Specific Drum for Inlet Subcooling*, menghubungkan dengan drum icon yang ada pada permodelan, dan *input* perbedaan temperatur dengan temperatur jenuh air.
- j. *Specify Icon Control Temperature*, menghubungkan dengan drum icon yang ada pada permodelan, dan *input* besarnya keinginan temperatur pada peralatan yang dipilih

- **Evaporator**

Evaporator merupakan *heat exchanger* yang digunakan untuk mentrasferkan energi dari aliran gas panas ke air untuk penguapan. Ada beberapa metode perhitungan atau *inputan* yang dapat dipilih pada aparatus evaporator antaralain:



Gambar 2. 14 Evaporator pada GateCycle

- Surface Area*, pada metode ini *inputan* yang kita masukan berupa luasan dari *heat exchanger* pada sisi evaporator yang digunakan untuk menguapkan air.
- Effektiveness*, merupakan metode untuk menemukan besarnya temperatur dan besarnya flow steam berdasarkan efektifness dari peralatan evaporator.
- Steam Production*, pada metode ini variabel terikatnya adalah besar dari steam yang ingin dicapai. Sedangkan untuk temperatur gas akan mengikuti kebutuhan perpindahan panas steam.
- Pinch Delta T (at drum)*, merupakan perbedaan temperatur antara keluaran gas dan temperatur didih dari air.
- Bypass*, adalah metode yang digunakan saat ingin menganggap peralatan tersebut tidak dilalui oleh fluida air.
- Gas Outlet Temperatur*, merupakan metode *inputan* dengan memasukan temperatur keluaran pada sisi gas panas.

Selain pemilihan cara perhitungan kita juga dapat memilih metode sizing atau dimensi dari aparatus, dan tekanan operasi dari komponen.

- **Pompa**

Pada jenis aparatus ini memiliki *inputan* yang lebih kompleks dibandingkan dengan jenis aparatus *heat exchanger*. Ada beberapa jenis metode perhitungan yang perlu ditentukan antara lain metode tekanan keluar pompa, efisiensi pompa dan *control valve exit pressure*.

Untuk perhitungan efisiensi dari pompa terdapat pilihan antara lain: efisiensi Isentropic, *Hydraulic Efficiency*, dan *Use Pump Curve*. Untuk metode perhitungan tekanan keluar control valve antaralain: *Input Pressure Ratio*, *Fixed Control Valve Outlet Pressure* dan *No control valve*. Sedangkan untuk metode tekanan keluar pompa antaralain: *Pump Exit Pressure*, *Pressure Difference* (*Pump Exit – Control Valve Exit*), *Head*, *Use Pump Curve Fit*

2.3. Penelitian Terdahulu

2.3.1. *Design of flat glass furnace waste heat Power generation system*

Zhiwei Li et. al. [2013] dalam penelitian nya yang berjudul “*Design of flat glass furnace waste heat Power generation system*”. Cina merupakan distributor kaca terbesar didunia, walaupun kebutuhan energinya mengalami penurunan dari tahun 2006 hingga 2010 namun memiliki potensi energi yang dapat dimanfaatkan.

Penelitiannya bertujuan untuk mengevaluasi desain pembangkit listrik panas terbuang dalam sudut pandang teknikal dan ekonomi yang mungkin terjadi. Pada penelitiannya mengemukakan sistem pembangkit dengan memanfaatkan panas terbuang dari pabrik kaca yang memiliki kapasitas produksi sebesar 23 t/h. Pada penelitian yang dilakukan terdapat da jenis bahan bakar yang digunakan di peroses produksi kaca yaitu dengan *natural gas* dan *petroleum coke*. Dua jenis bahan bakar yang digunakan pastinya akan mempengaruhi desain dari pembangkit yang ingin dibuat, karena akan menghasilkan gas buang dengan komposisi yang berbeda. Didapatkan bahwa *mass balance* yang terjadi antara kedua bahan bakar seperti pada Gambar 2.16

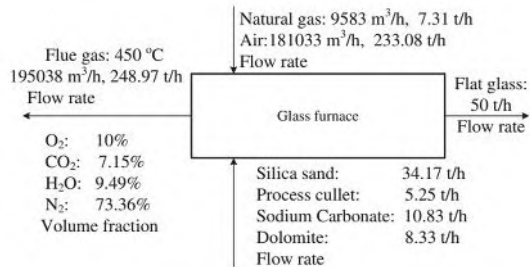


Fig. 3. Mass balance of the furnace burning natural gas.

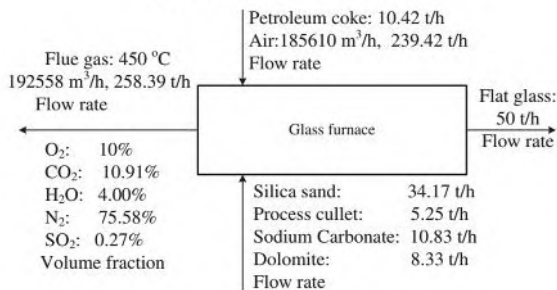
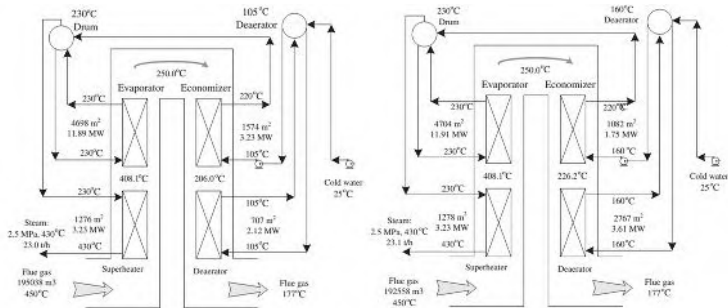


Fig. 4. Mass balance of the furnace burning petroleum coke.

Gambar 2. 15 *Mass Balance Furnace dengan Bahan Bakar Natural Gas (kiri) dan Petroleum Coke (kanan)*

Dengan adanya perbedaan komposisi dari bahan bakar yang digunakan maka perlu desain yang berbeda karena pada kedua bahan bakar tersebut memiliki nilai dew point dari flue gas yang berbeda. Penggunaan bahan bakar *petroleum coke* akan memiliki *dew point* yang lebih tinggi daripada bahan bakar *natural gas*.

Dari perancangan yang dibuat oleh Zhiwei Li et al. tersebut dapat menghasilkan energi listrik sebesar 5,2 MW pada kedua jenis bahan bakar proses industri. Terdapat perbedaan temperatur pada bagian deaerator untuk menghindari terjadinya pengembunan dari sulfur.

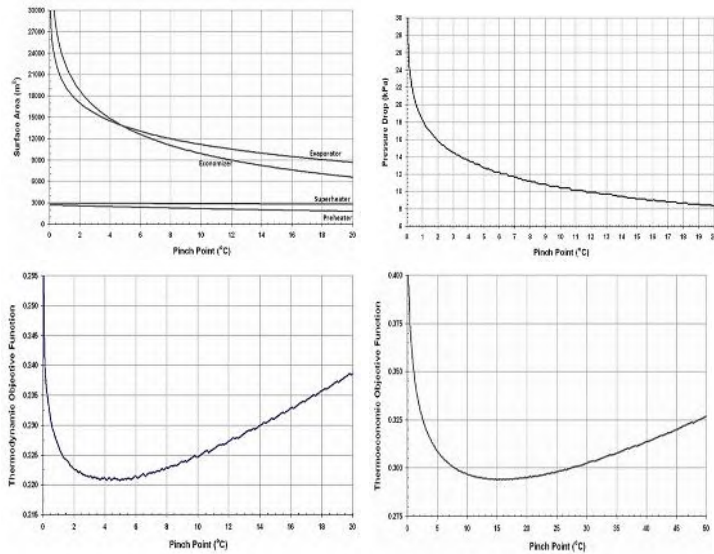


Gambar 2. 16 Perbandingan Flow Diagram dari *Natural Gas* (kiri) dan *Petroleum Coke* (kanan)

2.3.2. *Thermoeconomic optimization of the pinch point and gas-side velocity in heat recovery steam generators*

A Behbahani-nia, S Sayadi, dan M Soleymani. [2010] dalam penelitiannya yang berjudul “*Thermoeconomic optimization of the pinch point and gas-side velocity in heat recovery steam generators*” pada penelitiannya melakukan analisis termodinamika dan termoekonomi untuk mendapatkan nilai yang optimum dari desain parameter dari *tube air* pada sistem *heat recovery steam generators* (HRSG) pada *combine cycle Power plants*. Desain parameter yang dioptimasi pada penelitian ini adalah *pinch point* dan kecepatan gas.

Dari penelitian yang dilakukan terdapat dua fungsi objektif yang berbeda dalam proses optimasinya. Fungsi objektif yang pertama adalah termodinamika, yang merupakan perbandingan dari kerugian exergi karena aliran gas panas keluar dari HRSG melalui *stack*, dan hilangnya exergi karena *irreversibility* dalam HRSG. Fungsi objektif yang kedua adalah fungsi *thermoeconomic*, yang merupakan perbandingan dari hilangnya exergi dengan biaya. Biaya yang dimaksud antara lain: biaya bahan bakar dan listrik, dan biaya modal dari HRSG termasuk pengadaan, pemasangan pipa dan isolasi, panel listrik dan kabel, kontrol dan instrumentasi peralatan, asuransi, pajak, teknik, dan pengawasan.



Gambar 2. 17 Grafik *Pinch point* vs Luasan Area, *Pressure Drop*, Fungsi Termodinamika, dan Fungsi Termoekonomi.

Pada penelitian tersebut didapatkan bahwa pada HRSG tersebut nilai minimum dari *pinch point* adalah 14.9°C dan semakin kecil dari *pinch point* maka akan semakin tinggi nilai dari *pressure drop* yang terjadi pada sistem HRSG tersebut. Ketika semakin kecil dari nilai *pinch point* juga membutuhkan luasan area perpindahan panas yang lebih besar pula.

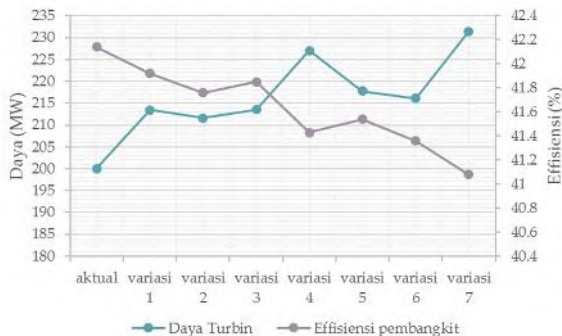
2.3.3. Simulasi Gatecycle Pengaruh Off Service High Pressure Heater Terhadap Performa Pembangkit Listrik Tenaga Uap 200 MW PT. PJB GRESIK.

Akbar Kurnia [2014] melakukan penelitian dalam penelitiannya yang berjudul “Simulasi *Gatecycle* Pengaruh *Off Service High Pressure Heater* Terhadap Performa Pembangkit Listrik Tenaga Uap 200 MW PT. PJB GRESIK”. Salah satu metode untuk menaikkan efisiensi dari pembangkit yaitu dengan cara menambahkan *feedwater heater* (FWH) dengan menggunakan sumber energi yang berasal dari ekstraksi turbin uap. Penelitian ini

membahas tentang pengaruh jumlah dari *feedwater heater* terhadap seluruh performa dari pembangkit. Metode yang digunakan mengetahui performanya adalah dengan melakukan *off-service* terhadap *feedwater* yang ada, setelah dilakukan *off-service* terhadap *feedwater heater* selanjutnya dianalisis pengaruhnya terhadap siklus dari pembangkit.

Dari penelitian yang dilakukan oleh Akbar Kurnia [2014] dengan software GateCycle didapatkan bahwa semakin sedikit *feedwater heater* yang beroperasi dalam suatu sistem pembangkit maka akan menurunkan efisiensi pembangkit, tetapi dilain sisi akan menaikkan efisiensi turbin. Maka untuk penelitian yang akan dilakukan tidak diperlukan adanya *feedwater heater* karena aliran massa dari steam yang kecil

	Kondisi
Variasi 1	HPH1 off service, HPH2, HPH3 on service
Variasi 2	HPH1, HPH3 on service, HPH2 off service
Variasi 3	HPH1, HPH2 on service, HPH3 off service
Variasi 4	HPH1, HPH2 off service, HPH3 on service
Variasi 5	HPH1, HPH3 off service, HPH 2 on service
Variasi 6	HPH2, HPH3 off service, HPH1 on service
Variasi 7	HPH1, HPH2, HPH3 off service



Gambar 2. 18 Variasi (kiri) dan Grafik Hasil (kanan) dari Pengaruh *Off-Service* FWH Terhadap Performa Pembangkit

BAB III

METODE PENELITIAN

3.1 Metodologi Penelitian

Untuk melakukan perancangan dan analisis pembangkit panas terbuang di PT. Asahimas Flat Glass, Tbk. yang akan dilakukan, maka tahapan yang akan dilakukan diantaranya:

1. Studi Kasus

Sebelum melakukan proses desain dari pembangkit tenaga panas terbuang suatu industri perlu dilakukan evaluasi terhadap potensi panas terbuang yang ada. Hal tersebut dilakukan agar diperoleh hasil yang optimum terhadap desain yang akan dilakukan.

2. Studi Literatur

Untuk memperdalam pemahaman mengenai permasalahan yang dibahas, dilakukan studi literatur yang berkaitan dengan proses industri kaca, perancangan sistem HRSG, perhitungan *thermal efficiency*, *net Power Output* dan *net heat rate*. Serta analisis menggunakan *software GateCycle*. Studi literatur diperoleh dari e-book, jurnal internasional dan penelitian yang berkaitan dengan topik permasalahan yang akan diteliti.

3. Pengumpulan dan Pengolahan Data

Data yang berkaitan dengan potensi panas terbuang dari industri diperlukan sebagai acuan untuk proses desain dan analisis pembangkit yang akan dibuat menggunakan *software GateCycle*. Data yang digunakan adalah data hasil audit energi dari PT. Asahimas Flat Glass Tbk. di Krian, Sidoarjo.

4. Permodelan Pembangkit dengan *Software GateCycle* dan analisis termodinamika.

Tahapan ini diawali dengan perancangan pembangkit menggunakan *software GateCycle* dengan beberapa referensi desain pembangkit kapasitas kecil, maupun pembangkit yang memanfaatkan panas terbuang industri yang sudah ada saat ini. Hal yang dilakukan selanjutnya adalah trial-error untuk mendapatkan konfigurasi pembangkit yang tepat dari permasalahan yang ada. Setelah sukses (tidak terdapat

kesalahan), dilakukan proses plotting data *thermal efficiency*, *net Power Output* dan *net heat rate* pada desain yang telah dibuat.

5. Simulasi Variasi Pembangkit

Setelah sistem yang dibuat pada *gatecycle* berhasil (tidak ada error) selanjutnya hal yang dilakukan adalah mencari kondisi operasi yang tepat digunakan pada sistem pembangkit ini. Hal yang divariasikan pada penelitian ini adalah tekanan operasi pada sistem uap pembangkit.

6. Analisis dan Pengolahan Data Hasil Simulasi

Setelah proses perhitungan dan simulasi selesai, dilakukan pengambilan data hasil simulasi. Data hasil simulasi akan diolah dalam bentuk visual, grafik dan tabel untuk dianalisis secara kuantitatif maupun kualitatif. Dari kedua parameter tersebut didapat hasil berupa karakteristik optimum dari pembangkit yang dibuat. Karakteristik saat terjadi perubahan tekanan HRSG terhadap kinerja dari pembangkit.

7. Penyusunan Laporan

Keseluruhan tahapan yang telah dilakukan dan hasil dari penelitian ini kemudian disusun dalam bentuk yang sistematis.

3.2 Tahap Pengumpulan dan Pengolahan Data

Data pendukung yang digunakan dalam penelitian ini memiliki peranan yang penting sebagai dasar dalam proses perancangan desain pembangkit. Perancangan dilakukan dengan memanfaatkan sumber potensi panas terbuang pada industri kaca PT Asahimas Flat Glass, Tbk, Krian, Sidoarjo. Data yang digunakan berasal dari laporan penelitian audit energi yang dilakukan pada tahun 2014, dengan data berasal dari operasi produksi kaca selama bulan Januari hingga bulan April 2013.

Dari laporan audit energi didapatkan data properties udara gas buang dari pembakaran *glass furnace* yang diperlukan untuk membangun sebuah pembangkit tenaga panas terbuang. Data yang didapat antaralain: komposisi kimia flue gas, besar aliran massa

flue gas, temperatur rata-rata *flue gas*, hingga potensi energi yang dapat dimanfaatkan dari panas yang terbuang disana. Dari data gas buang PT Asahimas Flat Glass Tbk tersebut kemudian direncanakan pembangunan dari pembangkit tenaga gas buangnya.

Tabel 3. 1 Review Laporan Audit Energi PT Asahimas Flat Glass, Tbk. Tahun 2014

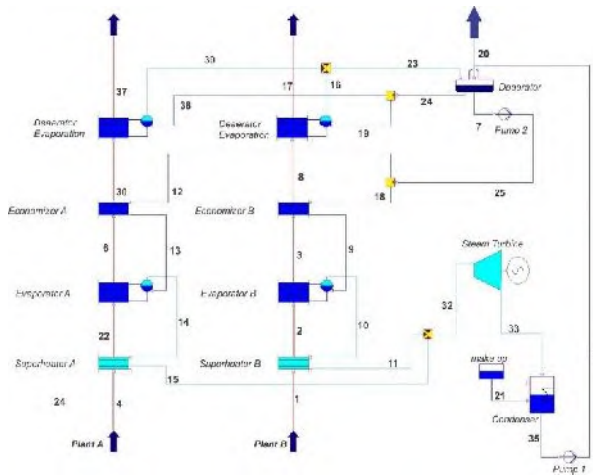
Plant	A1	A2	Satuan
Konsumsi BBG pada <i>furnace</i>	3880	3985	Nm ³ /h
Massa <i>flue gas</i> hasil pembakaran (m)	79718	77225	kg/h
<i>Excess Air</i>	44	35	%
Temperatur <i>Flue gas</i> (T)	475	510	C
Kalor spesifik <i>flue gas</i> (Cp)	0.2609	0.262	kCal/kg C
	1.089095	1.08784	kJ/kg C
Potensi <i>heat recovery</i> (Q) (T-120)	8561.46	9100.91	kW
Kandungan Flue Gas			
- CO ₂	10.8	11.45	%
- H ₂ O	8.57	9.09	%
- N ₂	72.99	72.82	%
- O ₂	6.81	5.82	%
- lain-lain	0.82	0.82	%

Dari data yang telah didapatkan seperti diatas langkah selanjutnya adalah melakukan pengolahan data dan melakukan permodelan dengan referensi pembangkit yang diinginkan.

3.3 Tahapan Permodelan dan Analisis Termodinamika

Tahapan permodelan merupakan tahapan selanjutnya dari pengerjaan tugas akhir ini, pada awal perancangan digunakan beberapa referensi pembangkit tenaga panas terbuang yang sudah ada seperti pada industri semen di padang, dan juga beberapa pembangkit PTGU yang menggunakan sistem *dual pressure*. Perancangan pembangkit yang dibuat terdiri dari beberapa

komponen wajib dari pembangkit seperti Turbin, condenser, pompa, komponen HRSG, dan deaerator. Hasil dari perancangan dengan referensi pembangkit yang sudah ada, dihasilkan beberapa desain pembangkit untuk studi kasus ini ditunjukkan pada **Gambar 3. 1** dan **Gambar 3. 2**



Gambar 3. 1 Sistem WHRPG *Single pressure*

3.3.1 Sistem WHRPG *Single pressure*

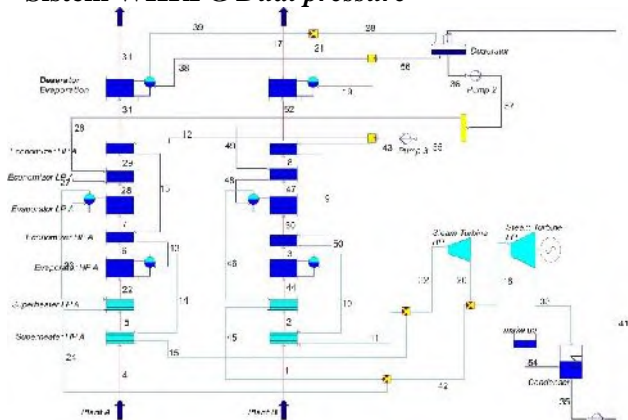
Untuk melakukan desain menggunakan software, perlu dilakukan asumsi-asumsi dalam proses *input* komponen-komponen sistem WHRPG. *Inputan* yang dilakukan pada sistem *single pressure* antara lain ditunjukkan pada tabel **Tabel 3. 2** berikut:

Tabel 3. 2 *Input* Parameter Sistem *Single pressure* pada Software GateCycle

No	Komponen	Parameter <i>Input</i>	Data <i>input</i>	Satuan
1	Turbin HP	Efisiensi ekspansi isentropik	90	%
		<i>Outlet Pressure</i>	1000	kPa

2	Kondenser	<ul style="list-style-type: none"> - Peningkatan temperatur air pendinginan - Tekanan outlet kondenser yang dikehendaki - Temperatur air masuk 	10 10 27	°C kPa °C
3	Deaerator	<ul style="list-style-type: none"> - Metode operasi <i>Floating P Operation: subcool at min. P limit</i> - Vent mass flow - Tekanan saat beroperasi - Minimum - Maksimum - Metode deaeration evaporator steam mass flow: pich point 5 °C 	0 100 1500	kg/hr kPa kPa
4	Superheater A	<ul style="list-style-type: none"> - Effectiveness - No Pressure Drop 	80	%
7	Superheater B	<ul style="list-style-type: none"> - Effectiveness - No Pressure Drop 	80	%
10	Evaporator A	<ul style="list-style-type: none"> - Pich Delta T (at drum) - No Pressure Drop 	5 - 30 (variasi)	°C
10	Evaporator B	<ul style="list-style-type: none"> - Pich Delta T (at drum) - No Pressure Drop 	5 - 30 (variasi)	°C
13	Economizer A	<ul style="list-style-type: none"> - Exit Subcooling - No Pressure Drop 	1	°C
15	Economizer B	<ul style="list-style-type: none"> - Exit Subcooling - No Pressure Drop 	1	°C
16	Pompa 1	<ul style="list-style-type: none"> -Thermodynamic Efficiency Pump -Pump Exit Pressure 	85 (downstream deaerator)	% kPa
17	Pompa 2	<ul style="list-style-type: none"> Thermodynamic Efficiency Pump Pump Exit Pressure 	85 1 - 8 (variasi)	% MPa

3.3.2 Sistem WHRPG *Dual pressure*



Gambar 3. 2 Tingkat Kondisi Sistem WHRPG *Dual pressure*

Untuk melakukan desain menggunakan *software*, perlu dilakukan asumsi-asumsi dalam proses *input* komponen-komponen sistem WHRPG. *Inputan* yang dilakukan pada sistem *dual pressure* antara lain ditunjukkan pada **Tabel 3. 3**.

Tabel 3. 3 *Input* Parameter Sistem *Dual pressure* pada *Software GateCycle*

No	Komponen	Parameter <i>Input</i>	Data <i>input</i>	Satuan
1	Turbin HP	Efisiensi ekspansi isentroik	90	%
		Outlet Pressure	1000	kPa
	Turbin LP	Efisiensi ekspansi isentroik	90	%
		Outlet Pressure	10	kPa
2	<i>Kondenser</i>	Peningkatan temperatur air pendinginan	10	°C
		Tekanan outlet kondenser yang dikehendaki	10	kPa
3	<i>Deaerator</i>	Metode operasi adalah <i>Floating P Operation: subcool at min. P limit</i>	0	kg/hr
		<i>Vent mass flow</i>		
		Tekanan saat beroperasi	100	kPa
		-Minimum	300	kPa
		-Maksimum	90	%

		<i>Deaeration evaporator effectiveness</i>		
4	Superheater HP A	<i>Effectiveness No Pressure Drop</i>	80	%
5	Superheater LP A	<i>Effectiveness No Pressure Drop</i>	80	%
6	Superheater HP B	<i>Effectiveness No Pressure Drop</i>	80	%
7	Superheater LP B	<i>Effectiveness No Pressure Drop</i>	80	%
8	Evaporator HP A	<i>Pich Delta T (at drum) No Pressure Drop</i>	15 (variasi)	°C
9	Evaporator LP A	<i>Pich Delta T (at drum) No Pressure Drop</i>	15 (variasi)	°C
10	Evaporator HP B	<i>Pich Delta T (at drum) No Pressure Drop</i>	15 (variasi)	°C
11	Evaporator LP B	<i>Pich Delta T (at drum) No Pressure Drop</i>	15 (variasi)	°C
12	Economizer HP 2 A	<i>Exit Subcooling No Pressure Drop</i>	1	°C
13	Economizer LP A	<i>Exit Subcooling No Pressure Drop</i>	1	°C
14	Economizer HP 2 B	<i>Exit Subcooling No Pressure Drop</i>	1	°C
15	Economizer LP B	<i>Exit Subcooling No Pressure Drop</i>	1	°C
	Economizer HP 1 A	<i>Effectiveness No Pressure Drop</i>	80	%
	Economizer HP 1 B	<i>Effectiveness No Pressure Drop</i>	80	%
16	Pompa 1	<i>Thermodynamic Efficiency Pump Pump Exit Pressure</i>	85 (downstream deaerator)	% kPa
17	Pompa 2	<i>Thermodynamic Efficiency Pump Pump Exit Pressure</i>	85 (variasi)	% kPa
18	Pompa 3	<i>Thermodynamic Efficiency Pump Pump Exit Pressure</i>	85 4000 (variasi)	% kPa

3.4 Variasi Pembangkit

Untuk mendapatkan konfigurasi yang optimal untuk pembangkit listrik tenaga panas terbuang yang dibuat, maka tugas akhir ini akan meneliti dampak dari *pinch point* pada komponen evaporator HRSG dan tekanan operasi pada HRSG. Variasi temperatur *pinch point* dilakukan dengan temperatur 5°C 10°C 15°C 20°C dan 30°C, pada saat dilakukan variasi *pinch point* tersebut nilai tekanan operasi HRSG dijaga konstan. Untuk variasi tekanan yang dilakukan dengan nilai tekanan awal 1 MPa dan terus dinaikan atau diturunkan hingga tekanan HRSG 10 MPa, pada saat variasi tekanan dilakukan nilai *pinch point* pada evaporator dijaga konstan.

Pemilihan tekanan tersebut disesuaikan dengan tekanan pada turbin uap yang ada saat ini. Untuk variasi desain dibuat dua tipe sistem HRSG, desain 1 dengan sistem *single pressure* dan untuk desain ke-2 menggunakan sistem *dual pressure*. Pada saat variasi sistem *dual pressure*, perubahan tekanan *high pressure* dilakukan mulai dari tekanan 4 MPa hingga 10 MPa. Pada saat tekanan *high pressure* dilakukan tekanan *low pressure* dijaga konstan pada tekanan tertentu.

Tabel 3.4 Variasi pada Sistem *Single pressure*

Pressure	1 MPa	2 MPa	3 MPa	4 MPa	5 MPa	6 MPa	7 MPa	8 MPa	9 MPa	10 MPa
<i>Pinch point</i>	5 °C									
	10 °C									
	15 °C									
	20 °C									
	30 °C									

Tabel 3.5 Variasi pada Sistem *Dual pressure*

Pressure	High Pressure	1 MPa	1.5 MPa	2 MPa
Low Pressure	1 MPa			
	2 MPa			

	3 MPa			
	4 MPa			
	5 MPa			
	6 MPa			
	7 MPa			
	8 MPa			
	9 MPa			
	10 MPa			

3.5 Hasil yang Diharapkan

Untuk mendapatkan hasil yang maksimal dan tepat untuk dipilih maka diperlukan pembobotan atau prioritas untuk parameter yang akan dipilih. Terdapat beberapa parameter yang dapat digunakan sebagai parameter utama dalam pemilihan sistem mana yang lebih optimal seperti temperatur keluar HRSG, efisiensi thermal dari pembangkit, dan tentunya daya yang dihasilkan oleh sistem tersebut.

Dengan *resource* yang sama semakin kecil temperatur keluar dari HRSG maka dapat dipastikan sistem tersebut memiliki panas yang diserap lebih besar daripada sistem yang menghasilkan temperatur keluaran HRSG lebih tinggi. Oleh karena itu pada penelitian yang dilakukan parameter yang digunakan sebagai prioritas adalah daya bangkitan sistem pembangkit

Karena kebutuhan dari pabrik yang diambil panas terbuangnya adalah daya maka prioritas utama dari penentuan sistem yang dipilih adalah daya yang dihasilkan oleh sistem pembangkit panas terbuang ini.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dibahas mengenai hasil simulasi numerik tentang pengaruh *pinch point* dan tekanan HRSG terhadap performa desain pembangkit. Setelah itu akan dibahas pengaruh penggunaan sistem *dual pressure* dengan variasi tekanan operasi *low pressure* dan *high pressure* nya. Simulasi telah dilakukan dengan menggunakan *software Gate Cycle* versi 5.61. Pengolahan data hasil simulasi *Gate Cycle* kemudian akan ditampilkan dalam bentuk kuantitatif. Data kuantitatif akan disajikan dalam bentuk grafik dan tabel. Data yang disajikan akan dianalisis berdasarkan pengaruh perbedaan variabel *independent* terhadap variabel *dependent*. Hal ini meliputi:

1. Pengaruh variasi tekanan, dan *pinch point* evaporator HRSG terhadap distribusi temperatur pada sisi *steam*
2. Pengaruh variasi tekanan, dan *pinch point* evaporator HRSG terhadap distribusi temperatur pada sisi *flue gas*
3. Pengaruh variasi tekanan, dan *pinch point* evaporator HRSG terhadap daya keluaran pembangkit
4. Pengaruh sistem adanya *dual pressure* terhadap performa pembangkit

4.1 Analisis Potensi Panas Terbuang PT Asahimas.

4.1.1 Analisis Potensi *Flue Gas* Keluaran *Furnace*

Dalam proses perancangan pembangkit yang dilakukan, data utama yang digunakan sebagai acuan dalam proses perancangan pembangkit adalah potensi panas pabrik yang berasal dari gas keluaran *area furnace*. Didapatkan data hasil analisis dan perhitungan *flue gas* pabrik yang meliputi kandungan kandungan dan temperatur *flue gas* yang tertulis dalam laporan audit energi milik PT Asahimas sebagai berikut:

Tabel 4. 1 Komposisi *flue gas* pada line produksi A1 dengan *excess air* 44%

Komposisi	Satuan	kg	%	Cp
CO2	Kcal/kg	2.219	10.80	0.2007
H2O	Kcal/kg	1.762	8.57	0.4800
N2	Kcal/kg	15.00	72.99	0.2482
O2	Kcal/kg	1.399	6.81	0.2197
Lain-lain	Kcal/kg	0.169	0.82	0.2300
Rata-rata	Kcal/kg	20.55	100	0.2609

Didapatkan bahwa *flue gas* untuk hasil pembakaran 1Nm³ BBG *excess air* 44 % adalah 20,55 kg dan Cp 0,2609 kCal/kg.

Tabel 4. 2 Komposisi *flue gas* pada line produksi A2 dengan *excess air* 35%

Komposisi		kg	%	Cp
CO2	Kcal/kg	2.219	11.45	0.2007
H2O	Kcal/kg	1.762	9.09	0.4800
N2	Kcal/kg	14.11	72.82	0.2482
O2	Kcal/kg	1.129	5.82	0.2197
Lain-lain	Kcal/kg	0.158	0.82	0.2300
Rata-rata	Kcal/kg	19.38	100	0.2620

Didapatkan bahwa *flue gas* untuk hasil pembakaran 1 Nm³ BBG *exceeds air* 35 % adalah 19,38 kg dan Cp 0,2620 kCal/kg

Dengan spesifikasi *flue gas* tersebut maka dapat dihitung potensi panas yang dapat dimanfaatkan sebagai sistem pembangkit dengan persamaan 2.26 sebagai berikut:

$$\dot{Q} = (\dot{m}c_p)_h (T_{h1} - T_{h2})$$

Dimana: T_{h1} : Temperatur *flue gas* masuk WHRPG (°C)

T_{h2} : Temperatur *flue gas* keluar WHRPG (°C)

Penggunaan batasan temperatur keluar sistem WHRPG sebesar 120°C untuk menghindari adanya pengembunan dari sulfur.

- a. Pada line produksi A1:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{A1} &= (\dot{m}_{A1} c_{p, A1}) (T_{A1 h} - T_{A1 c}) \\ &= \left(79718 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 0,2609 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) (475 - 120) \\ &= \left(\left(79718 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \right) \left(\frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}} \right) \times \left(0,2609 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \left(\frac{4,184 \text{ kJ}}{1 \text{ kcal}} \right) \right) \times (475 - 120 \text{ }^{\circ}\text{C}) \\ &= 8.581 \text{ kJ/s}\end{aligned}$$

- b. Pada line produksi A2:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{A2} &= (\dot{m}_{A2} c_{p, A2}) (T_{A2 h} - T_{A2 c}) \\ &= \left(77225 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 0,2620 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) (510 - 120) \\ &= \left(\left(77225 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) \left(\frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \right) \times \left(0,2620 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \left(\frac{4,184 \text{ kJ}}{1 \text{ kcal}} \right) \right) \times (510 - 120 \text{ }^{\circ}\text{C}) \\ &= 9.170 \text{ kJ/s}\end{aligned}$$

Dari kedua *line production* tersebut maka didapatkan total potensi panas sebesar:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_t &= \dot{Q}_{A1} + \dot{Q}_{A2} \\ &= 8.581 + 9.170 \text{ kJ/s} \\ &= 17.751 \text{ kJ/s} \\ &= 17,75 \text{ MW}\end{aligned}$$

4.1.2 Analisis Temperatur Dew Point Flue Gas

Tabel 4. 3 Temperatur *Dew Point* H2O

Line Produksi	Temperatur Dew Point H2O
A1	43°C
A2	44°C

Temperatur dew point sangat berpengaruh pada masa kerja dari peralatan, karena adanya uap yang menempel pada peralatan akan mengakibatkan adanya korosi pada peralatan. Untuk mendapatkan dew point temperatur dibutuhkan tekanan parsial dari uap air p_v . Dari keluaran flue gas dari area furnace yang ditunjukkan pada

Tabel 4. 1 dan **Tabel 4. 2** maka dapat dilakukan perhitungan besarnya temperatur dew point dari H₂O sebagai berikut:

$$p_v = \frac{y_v \times p_{f \text{ g H}_2\text{O}}}{m \text{ f t}_1} \times p_{f \text{ g}}$$

a. Pada line produksi A1

$$p_v = \frac{8,57}{100} \times 1.01325 \text{ b}$$

$$p_v = 0.0865 \text{ b}$$

b. Pada line produksi A2

$$p_v = \frac{9,0}{1} \times 1.01325 \text{ b}$$

$$p_v = 0.09180 \text{ b}$$

Dengan besar tekanan parsial tersebut maka didapatkan temperatur dew point dari H₂O pada flue gas yang ditunjukkan pada **tabel 4.3**. Besarnya temperatur *dew point* flue gas didapat dari interpolasi pada tabel termodinamika lampiran B-1.

4.1.3 Analisis Fluktuasi Besar Aliran Flue Gas Produksi

Pada **Tabel 4. 4** dan **Tabel 4. 5** menjelaskan tentang kebutuhan bahan bakar pada area furnace glass masing-masing line produksi di pabrik Asahimas. Data tersebut didapatkan pada saat operasi pabrik bulan Januari hingga April 2014.

Dari **tabel 4.4** dan **tabel 4.5** didapatkan, pada line produksi A1 konsumsi bahan bakar terbesar terjadi pada bulan April dengan konsumsi sebesar 3.929,30 Nm³/jam. Konsumsi bahan bakar terendah terjadi pada saat bulan februari dengan konsumsi sebesar 3.778,70 Nm³/jam dan konsumsi rata-rata bahan bakar adalah sebesar 3.880,3 Nm³/jam. Sedangkan pada line produksi A2 diketahui konsumsi bahan bakar terbesar terjadi pada bulan April dengan konsumsi bahan bakar sebesar 4.309,80 Nm³/jam dan konsumsi terkecil terjadi pada bulan Februari dengan konsumsi bahan bakar sebesar 3.670,70 Nm³/jam. Rata-rata konsumsi bahan bakar pada line produksi A2 adalah sebesar 3.985,1 Nm³/jam.

Tabel 4. 4 Penggunaan BBG untuk *furnace* A1

Bulan	Januari	Februari	Maret	April
Satuan	Nm ³	Nm ³	Nm ³	Nm ³
Penggunaan per bulan	2,897,391.2	2,539,276.3	2,915,794.2	2,829,082.3
Penggunaan per hari	93,464.20	90,688.40	94,057.90	94,302.70
penggunaan per jam	3,894.30	3,778.70	3,919.10	3,929.30

Tabel 4. 5 Penggunaan BBG untuk *furnace* A2

Bulan	Januari	Februari	Maret	April
Satuan	Nm ³	Nm ³	Nm ³	Nm ³
Penggunaan per bulan	2,773,247.4	2,466,693.9	3,148,901.3	3,103,046.3
Penggunaan per hari	89,459.60	88,096.20	101,577.50	103,434.90
penggunaan per jam	3,727.50	3,670.70	4,232.40	4,309.80

Dengan data konsumsi bahan bakar pabrik dan kebutuhan udara pembakaran tiap satuan bahan bakar maka bisa didapatkan massa flue gas keluar furnace dengan sebagai berikut:

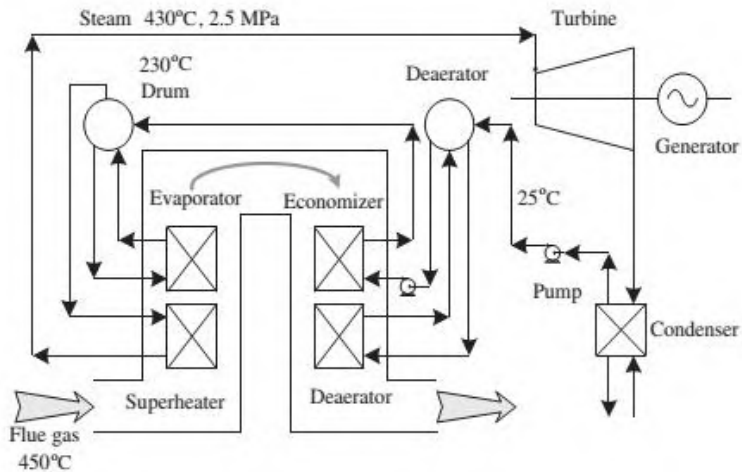
Tabel 4. 6 Aliran Massa Bahan Bakar dan *Flue Gas* Area Pembakaran

Line Produksi	A1		A2	
Aliran	Bahan Bakar	<i>Flue Gas</i>	Bahan Bakar	<i>Flue Gas</i>
Satuan	Nm ³	kg /hr	Nm ³	kg /hr
Alir Massa Terbesar	3,929.30	80747	4,309.80	83523.9
Alir Massa Terkecil	3,778.70	77652	3,670.70	71138.1
Alir Massa Rata-rata	3,880.00	79718	3,985.00	77229.3

4.2 Analisis Permodelan Sistem Pembangkit Tenaga

Sebelum melakukan analisis terhadap performa sistem pembangkit, permodelan harus dibuat dengan menggunakan bantuan software GateCycle. Pembuatan model pada software GateCycle menggunakan beberapa referensi pembangkit PLTGU yang sudah beroperasi saat ini. Salah satu referensi

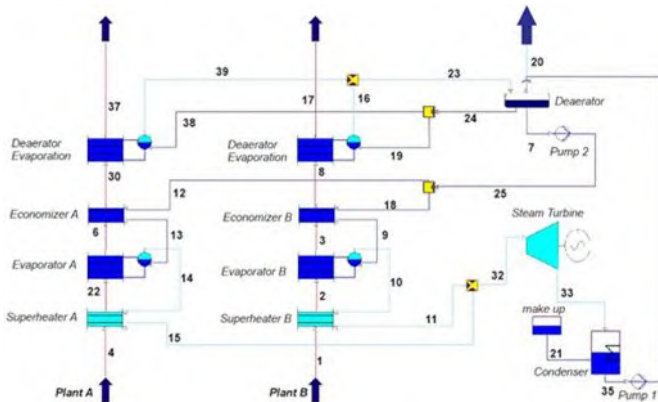
yang digunakan adalah pembangkit WHRPG di Cina pada jurnal milik **Zhiwei Li et al** berikut:



Gambar 4. 1 Desain WHRPG di China pada Jurnal Zhiwei Li et. al.

Beberapa komponen utama yang digunakan pada pembangkit ini antarlain Turbin Uap, Sistem HRSG, Pompa, *Deaerator* dan *Condenser*. Sedangkan untuk komponen penyusun HRSG sendiri yaitu Superheater, Evaporator, dan Economizer, terdapat dua sistem pembangkit yang akan dibuat yaitu sistem dengan *single pressure* HRSG dan *Dual pressure* HRSG. Pembuatan sistem *dual pressure* akan dilakukan apabila dirasa pemanfaatan panas terbuang belum maksimal.

Proses produksi kaca di PT Asahimas dilakukan pada dua line yang memiliki posisi berjauhan, sehingga pada model desain yang dibuat sengaja dibuat dalam dua HRSG yang berbeda. Hal tersebut mengakibatkan kebutuhan peralatan HRSG yang lebih banyak, untuk sistem *single pressure* terdapat 2 superheater, 2 Evaporator, dan 2 Economizer yang terpisah dan dua kali lipat peralatan untuk *dual pressure*.

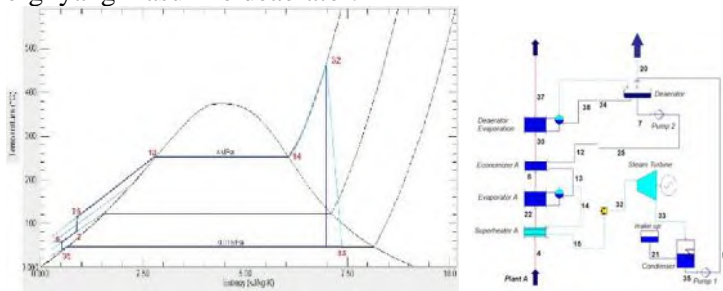


Gambar 4. 2 Desain Sistem WHRPG *Single pressure*

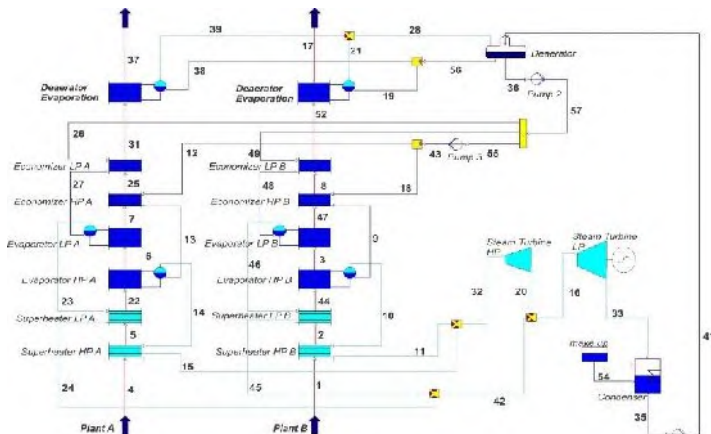
Gambar tersebut merupakan sistem pembangkit *single pressure* yang telah dirangkai pada *software Gate Cycle*. Penyusunan pembangkit dimulai dengan penyusunan sistem HRSG, hal tersebut dilakukan karena tujuan utama dari pembangkit ini adalah memanfaatkan panas yang dibuang melalui *stack*. Pada awal perancangan *properties fluida* (tekanan, temperature) menggunakan referensi desain pembangkit pada penelitian yang dilakukan oleh **Zhiwei Li et. al.** Hal tersebut sengaja dilakukan untuk mempermudah konvergensi pada *software*. Uap hasil dari dua sistem HRSG A dan B kemudian dicampur melalui mixer sebelum memasuki steam turbin. Setelah diekspansi dan memproduksi energi listrik kemudian uap campuran dialirkan menuju kondenser untuk dilakukan proses kondensasi uap.

Setelah fluida kembali menjadi cair maka air dipompakan melalui pompa 1 menuju ke deaerator. Dalam deaerator terjadi proses deaerasi untuk menghilangkan kandungan pengotor maupun oksigen yang mungkin terbawa oleh air yang mengalami siklus pembangkitan. Terdapat beberapa jenis deaerator yang ada pada industri saat ini, salah satu perbedaan terdapat pada asal uap yang diunakan untuk proses deaerasi tersebut. Pada perancangan yang dilakukan saat ini tipe deaerator yang digunakan adalah tipe

integral deaerator, dimana kebutuhan steam deaerasi bukan berasal dari pembagian steam yang akan masuk ke turbin melainkan dari proses penguapan yang khusus untuk proses deaerasi air sendiri. Selain untuk proses deaerasi air, deaerator pada sistem ini juga dapat digunakan untuk penurunan temperatur stack yang terlalu tinggi, tetapi akibatnya apabila semakin tinggi steam yang diproduksi dari integral deaerator ini akan membutuhkan tekanan deaerator yang lebih tinggi untuk menyeimbangkan besarnya energi yang masuk ke deaerator.



Gambar 4. 3 Diagram Temperatur-Entropi Sistem *Single pressure*

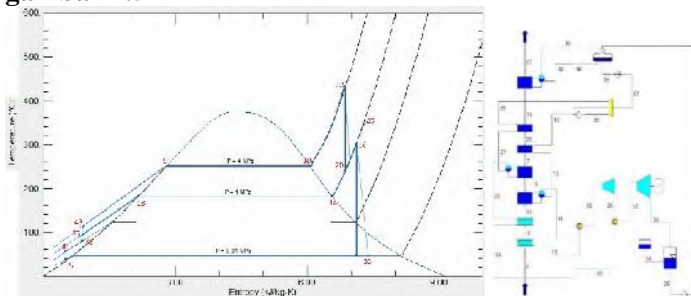


Gambar 4. 4 Desain Sistem WHRPG *Dual pressure*

Proses selanjutnya adalah menaikkan tekanan menggunakan boiler feed pump dari air setelah terkena ekspansi oleh turbin uap. Pompa ini penting diberikan karena pada penelitian ini akan dilakukan variasi pada tekanan operasinya. Pada penggunaannya apabila operasi suatu pompa tidak dapat mencapai tekanan yang diinginkan maka penyusunan beberapa pompa dapat dilakukan dengan seri. Apabila debit pompa yang diinginkan tidak dapat dicapai dengan penggunaan sebuah pompa maka dapat menggunakan beberapa pompa identik yang dipasang secara paralel.

Untuk mendapatkan hasil yang lebih optimal maka desain dengan sistem *dual pressure* perlu dibuat. Tetapi konsekuensi yang didapatkan adalah adanya peralatan dalam HRSG yang lebih banyak dibandingkan dengan pada sistem *single pressure* sebelumnya. Dalam satu HRSG dibutuhkan dua superheater, dua evaporator, beberapa economizer dan turbin satu turbin tambahan. Sehingga didapatkan hasil rancangan dalam software GateCycle pada **gambar 4.4**.

Pada sistem tersebut terlihat peralatan tiap-tiap HRSG memiliki jumlah yang lebih banyak dibandingkan dengan pada sistem *single pressure*. Adanya penambahan tekanan operasi disini diharapkan dapat menangkap energi yang tidak memungkinkan untuk diserap dengan tekanan yang lebih rendah ataupun tekanan yang lebih tinggi. Sedangkan untuk hasil diagram temperatur-entropinya pada salah satu sistem *dual pressure* dapat terlihat pada **gambar 4.5**



Gambar 4.5 Diagram Temperatur-Entropi Sistem *Dual pressure*

Terlihat pada **gambar 4.5** bahwa pada sistem *dual pressure* ini setelah aliran air keluar deaerator kemudian dipompa oleh boiler feed pump (pompa 2) kemudian aliran dibagi ke dua pipa yang berbeda. Salah satu pipa langsung dialirkan ke peralatan *low pressure* sedangkan pipa yang lain dialirkan ke pompa *high pressure* untuk dinaikan tekanannya lebih tinggi lagi. Keluaran sistem *high pressure* kemudian dialirkan ke turbin *high pressure*. Setelah terjadi ekspansi oleh turbin *high pressure* aliran steam keluaran *high pressure* turbin dicampur dengan aliran steam sistem *low pressure*.

Setelah penentuan alur pembangkit, pembuatan permodelan dan penentuan parameter desain pembangkit maka didapatkan hasil running WHRPG *single pressure* dengan variasi tekanan pada *gatecycle* diperlihatkan pada lampiran.

Untuk memberikan batasan terhadap variasi tekanan yang dilakukan penelitian maka dilakukan pemilihan turbin yang mungkin digunakan pada pembangkit yang akan dibuat. Dari hasil pencarian steam turbin yang dilakukan didapatkan turbin uap hasil manufacturer perusahaan SHUGUANG, China. Turbin ini dipilih karena memiliki range operasi yang cukup besar pada beberapa turbin yang diproduksi.

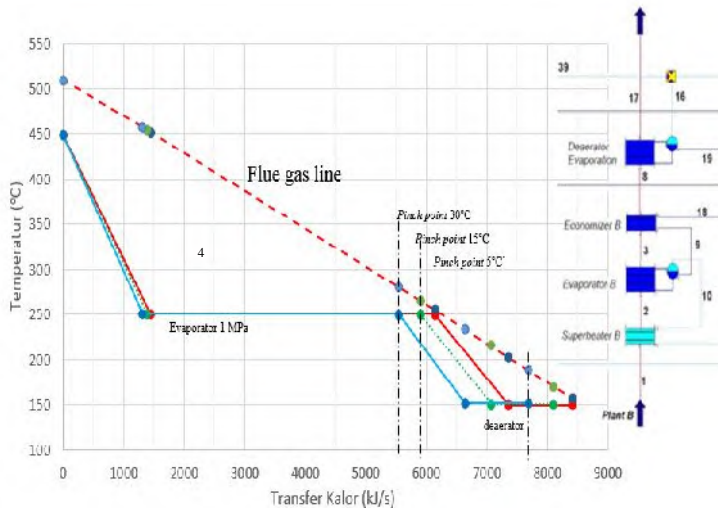
Tabel 4. 7 Spesifikasi Steam Turbin Shuguang N-Series

Brand	SHUGUANG
Model	N Series
Type	Condensing Steam Turbine Generator
Rated Power	1000 KW - 60000 KW
Inlet Steam Pressure	0.9 MPa – 9 MPa
Exhaust Pressure	0.0047 MPa – 0.98 MPa
Steam Inlet Temperature	260°C – 535°C
Steam Flow Rate	9 - 317 T/H
Rated Speed	5600/3000 (r/min)
Frequency of Motor	50 Hz, 60 Hz or On Request

4.3 Analisis Pengaruh *Pinch Point* Evaporator Terhadap Performa Pembangkit *Single pressure*

4.3.1 Analisis Pengaruh *Pinch point* Terhadap HRSG

a. Pengaruh Variasi *Pinch point* Terhadap Distribusi Temperatur HRSG



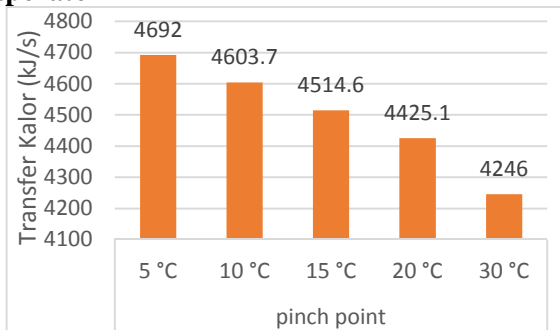
Gambar 4. 6 Distribusi Temperatur pada Sistem HRSG Variasi *Pinch point*

Gambar 4. 6 menyajikan kondisi distribusi temperatur operasi pada HRSG saat dilakukan dengan menaikkan *pinch point* dari evaporator tanpa mengubah parameter tekanan operasi HRSG pada sistem *single pressure*. Variasi yang dilakukan adalah dengan menaikkan temperatur *pinch point* mulai dari 5 °C hingga *pinch point* mencapai nilai 30 °C. Grafik tersebut diambil pada simulasi dengan tekanan HRSG yang dijaga konstan sebesar 4 MPa. Grafik tersebut mengilustrasikan tentang distribusi temperatur pada sisi air yang berubah menjadi steam dan *flue gas* terhadap perpindahan panas yang terjadi pada line HRSG B.

Secara garis besar didapatkan bahwa tidak terjadi banyak perubahan pada sisi fluida air, tidak terjadi perubahan temperatur

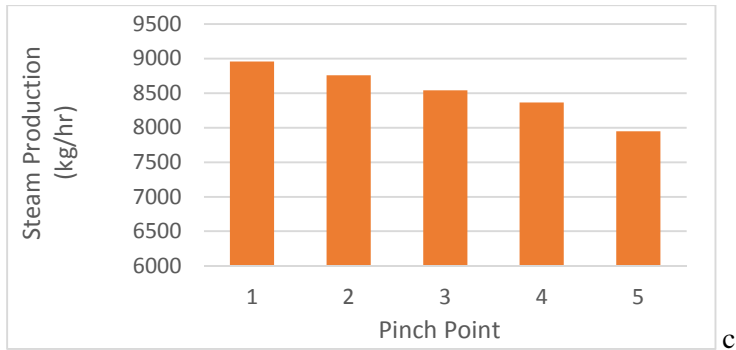
pada keluaran masing-masing peralatan pada sisi air. Sedangkan pada segi *flue gas* terjadi kenaikan temperatur *outlet flue gas* saat dilakukan kenaikan temperatur *pinch point*. Fenomena tersebut dapat terjadi karena pada tekanan yang sama tidak akan merubah temperatur saturasi, perubahan *pinch point* hanya akan merubah perbedaan temperatur keluar dari *flue gas* dan air saja.

b. Pengaruh Variasi *Pinch point* Terhadap Performa Evaporator



Gambar 4. 7 Perpindahan Panas Evaporator *Single pressure* Variasi *Pinch point*

Evaporator merupakan salah satu peralatan HRSG yang menjadi kunci banyak atau sedikitnya aliran massa uap yang akan melewati peralatan HRSG. **Gambar 4. 7** menunjukkan grafik distribusi perpindahan panas dari *flue gas* dengan fluida air yang terjadi pada evaporator dengan penambahan nilai *pinch point*. Pada grafik tersebut terlihat adanya fenomena penurunan nilai perpindahan panas yang terjadi sejalan dengan penambahan temperatur *pinch point* operasi. Nilai perpindahan panas tertinggi terjadi pada saat nilai *pinch point* paling rendah yaitu nilai *pinch point* 5°C dengan nilai perpindahan panas yang terjadi 4692 kJ/s, dan perpindahan panas terendah terjadi saat temperatur *pinch point* tertinggi yaitu nilai *pinch point* 30°C dengan nilai perpindahan panas yang terjadi 4246 kJ/s.



Gambar 4. 8 Uap Bangkitan pada Evaporator Variasi *Pinch point*

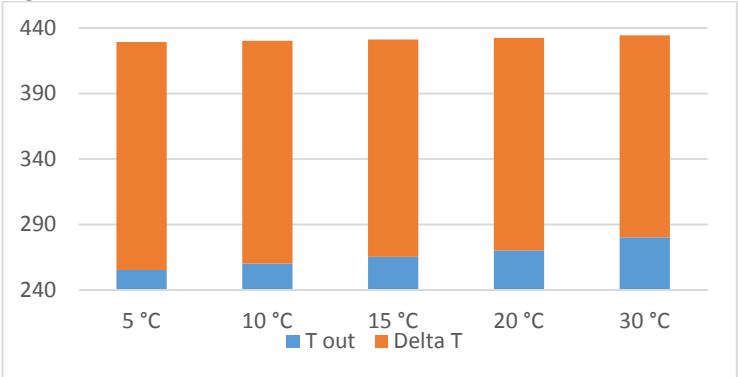
Tabel 4. 8 Data Uap Bangkitan pada Evaporator Variasi *Pinch point*

Tekanan	<i>Pinch point</i>				
	5 °C	10 °C	15 °C	20 °C	30 °C
1 MPa	10111.3	9943.07	9752.22	9606.96	9247.93
4 MPa	8958.85	8760.05	8539.46	8363.81	7945.81
9 MPa	8099.92	7861.42	7604.36	7384.95	6889.84

Gambar 4. 8 menunjukkan distribusi uap yang dihasilkan oleh evaporator pada plant B dengan kenaikan *pinch point* pada evaporator dengan tekanan operasi 4 MPa. Fenomena yang terjadi adalah terjadi penurunan nilai produksi uap ketika dilakukan kenaikan temperatur *pinch point* pada evaporator dan trenline yang sama ditunjukkan pada saat tekanan operasi yang berbeda. Nilai produksi uap tertinggi terjadi pada temperatur *pinch point* 5°C dengan nilai produksi uap sebesar 8958.85 kg/hr dan nilai produksi uap terendah pada temperatur *pinch point* 30°C dengan nilai produksi uap sebesar 7945.81 kg/hr.

Gambar 4. 9 merupakan grafik distribusi temperatur dari flue gas masuk dan keluar dari peralatan evaporator pada HRSG B terhadap perubahan nilai *pinch point* operasi. Pada grafik tersebut menunjukkan bahwa flue gas masuk kedalam evaporator memiliki temperatur yang hampir sama tetapi terdapat kenaikan yang kecil searah dengan kenaikan nilai *pinch point* operasi HRSG. Pada saat

keluar evaporator temperatur keluar flue gas juga terjadi kenaikan temperatur searah dengan kenaikan *pinch point* operasi evaporator, tetapi memiliki trendline naik yang lebih cepat dibandingkan dengan kenaikan pada sisi inlet evaporatornya. Pada **Tabel 4. 9** juga dapat diketahui bahwa semakin besar nilai *pinch point* dari evaporator akan mengakibatkan penurunan temperatur flue gas yang semakin kecil.



Gambar 4. 9 Distribusi Temperatur *Flue Gas* pada Evaporator Variasi *Pinch point*

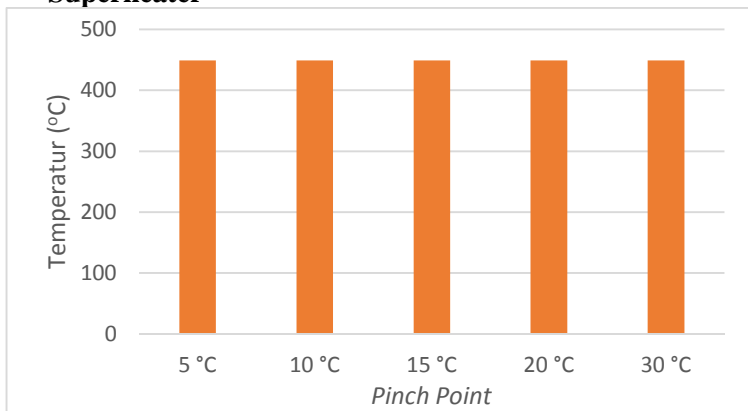
Tabel 4. 9 Data Distribusi Temperatur *Flue Gas* pada Evaporator Variasi *Pinch point*

Tekanan	Arah aliran	Pinch point				
		5 °C	10 °C	15 °C	20 °C	30 °C
1 MPa	Masuk	417.93	418.87	419.82	420.79	422.69
	Keluar	184.88	189.88	194.88	199.88	209.88
	Selisih	233.04	228.98	224.93	220.9	212.8
4 MPa	Masuk	429.21	430.22	431.21	432.28	434.31
	Keluar	255.33	260.33	265.33	270.33	280.33
	Selisih	173.88	169.89	165.88	161.94	153.98
9 MPa	Masuk	434.24	435.43	436.64	437.84	440.26
	Keluar	308.31	313.31	318.31	323.31	333.31
	Selisih	125.94	122.13	118.33	114.54	106.95

Terjadinya penurunan *steam production* pada evaporator (**Tabel 4. 9**) memiliki hubungan dengan adanya penurunan dari perpindahan panas yang terjadi di evaporator. Karena pada tekanan yang sama maka fluida air akan memiliki nilai entahlpi keluar dan masuk evaporator yang sama, dan adanya penurunan perpindahan panas yang terjadi akan mengakibatkan jumlah aliran fluida yang melewati evaporator berkurang. Fenomena tersebut dapat dijelaskan dengan rumusan termodinamika (**2.13**).

Fenomena yang terjadi pada kenaikan temperatur keluaran evaporator juga memiliki hubungan dengan fenomena yang terjadi pada penyerapan panas yang terjadi pada evaporator. Semakin besar perpindahan panas yang terjadi pada suatu peralatan maka akan mengakibatkan penurunan temperatur yang lebih besar pada fluida panasnya, dan juga sebaliknya apabila semakin kecil perpindahan panas yang terjadi pada peralatan maka penurunan temperatur fluida panas juga akan semakin kecil juga. Fenomena tersebut secara termodinamika dapat dijelaskan dengan persamaan **2.26**.

c. Pengaruh Variasi *Pinch point* Terhadap Performa Superheater

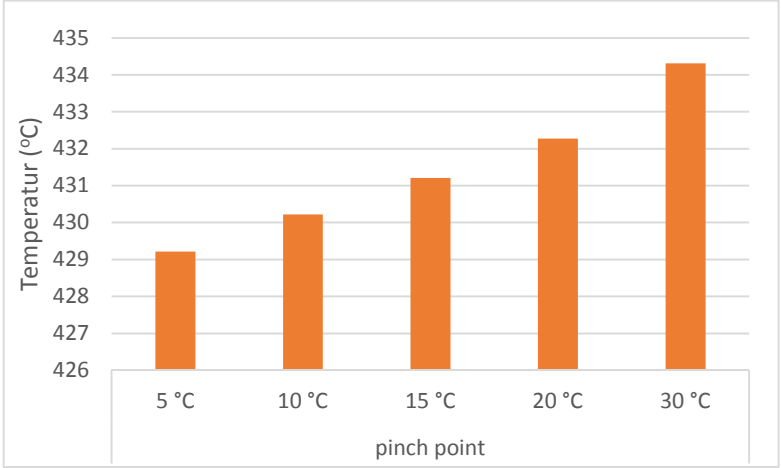


Gambar 4. 10 Temperatur Steam Keluar Superheater Variasi *Pinch point*

Tabel 4. 10 Data Temperatur *Steam* Keluar Superheater Variasi *Pinch point*

Tekanan	Pinch point				
	5 °C	10 °C	15 °C	20 °C	30 °C
1 MPa	440	440	440	440	440
4 MPa	449	449	449	449	449
9 MPa	455.26	455.26	455.26	455.26	455.26

Gambar 4. 10 menunjukan distribusi temperatur keluar fluida *steam* dari peralatan superheater dengan adanya penambahan *pinch point* pada evaporator. Pada grafik tersebut terlihat fenomena temperatur yang konstan pada keluaran steam yang melewati superheater. Temperatur keluar steam dari superheater sebesar 449 °C mulai dari temperatur *pinch point* 5°C hingga 30°C. Hal yang sama juga didapatkan dari tekanan yang berbeda yang terlihat pada **Tabel 4. 10**. Tabel tersebut memperlihatkan data temperatur steam keluar dari superheater yang pada masing masing variasi *pinch point* dengan tekanan HRSG yang berbeda-beda.



Gambar 4. 11 Temperatur *Flue Gas* Keluar Superheater Variasi *Pinch point*

Tabel 4. 11 Data Temperatur *Flue Gas* Keluar Superheater Variasi *Pinch point*

Tekanan	Temperatur				
	5 °C	10 °C	15 °C	20 °C	30 °C
1 MPa	417.93	418.87	419.82	420.79	422.69
4 MPa	429.21	430.22	431.21	432.28	434.31
9 MPa	434.24	435.43	436.64	437.84	440.26

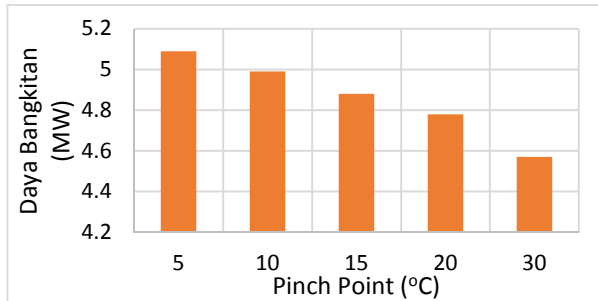
Gambar 4. 11 diatas menunjukkan pengaruh variasi *pinch point* terhadap temperatur *flue gas* keluar dari peralatan superheater pada tekanan HRSG sebesar 4MPa. Pada grafik tersebut diketahui *trendline* yang terus naik dengan penambahan temperatur *pinch point* pada evaporator. Didapatkan pada hasil simulasi *gate cycle* bahwa temperatur keluaran *flue gas* terendah dari superheater sebesar 429,21°C pada temperatur *pinch point* 5°C dan temperatur *flue gas* terbesar keluaran superheater terjadi pada saat temperatur *pinch point* sebesar 434,31°C dan akan terus mengalami kenaikan dengan kenaikan *pinch point* evaporator.

Fenomena temperatur steam keluar dari superheater yang konstan pada setiap kenaikan temperatur *pinch point* pada evaporator dapat dijelaskan dengan persamaan 2.31. Dengan nilai *effectiveness* dari peralatan superheater, temperatur masuk *flue gas* dan temperatur masuk steam yang konstan, maka dapat mengakibatkan temperatur keluaran superheater menjadi konstan jika didapatkan nilai C_{min} adalah kapasitas panas dari fluida air.

Sedangkan fenomena kenaikan temperatur *flue gas* keluaran superheater dapat dapat dijelaskan dengan menggunakan rumusan termodinamika dapat dijelaskan dengan persamaan 2.31 dengan meninjau sisi *flue gas*, selain dengan persamaan tersebut dapat juga dibuktikan dengan persamaan perpindahan panas 2.26 dengan adanya penurunan jumlah steam yang melewati superheater pada sisi fluida dingin yang ditunjukkan oleh **Tabel 4. 8**. Dengan adanya nilai konstan pada temperatur steam, massa alir *flue gas* dan temperatur masuk *flue gas* di superheater maka akan mengakibatkan penurunan perubahan temperatur *flue gas* yang

berbanding lurus dengan penurunan massa alir uap yang melewati superheater.

4.3.2 Analisis Pengaruh *Pinch point* Terhadap Daya Bangkitan Pembangkit



Gambar 4. 12 Daya Pemangkit Variasi *Pinch point*

Tabel 4. 12 Daya Pembangkit Variasi *Pinch point*

<i>Pinch point</i>	5 °C	10 °C	15 °C	20 °C	30 °C
1 MPa	4.73	4.65	4.58	4.51	4.35
4 MPa	5.09	4.99	4.88	4.78	4.57
9 MPa	4.99	4.86	4.72	4.59	4.32

Gambar 4. 12 diatas menunjukkan pengaruh dari kenaikan temperatur *pinch point* pada evaporator terhadap daya yang dihasilkan oleh sistem WHRPG *single pressure* yang dibuat dalam *gate cycle*. Pada grafik tersebut menunjukkan *trenline* yang semakin menurun dengan penambahan temperatur *pinch point* dari evaporator pada simulasi *gate cycle*, *trendline* yang sama juga didapatkan pada tekanan operasi yang berbeda. Daya bangkitan terbesar terjadi pada saat nilai *pinch point* 5°C dengan nilai sebesar 5.09 MW dan daya bangkitan terendah terjadi pada saat nilai *pinch point* 30°C dengan nilai sebesar 4.57 MW yang akan terus mengalami penurunan dengan penambahan nilai *pinch point*.

Tetapi permasalahan terjadi ketika tekanan operasi 1 MPa dengan *pinch point* 5°C dan 10 °C yang menghasilkan temperatur keluaran stack 114 °C dan 119 °C. Hal tersebut menjadi sebuah

permasalahan karena batasan temperatur dew point sulfur keluaran stack yang diijinkan adalah 120°C. Hal ini terjadi karena panas yang terserap dari HRSG yang terlalu besar untuk proses penguapan. Sehingga pada variasi *pinch point* dengan tekanan operasi 1 MPa sistem yang optimal didapatkan pada *pinch point* 15°C

Penurunan daya pembangkit dapat terjadi akibat adanya penurunan jumlah steam yang dihasilkan oleh evaporator, seperti yang diperlihatkan pada **Tabel 4. 8** yang menunjukkan adanya penurunan jumlah produksi uap oleh evaporator. Hal tersebut dapat dikorelasikan dengan persamaan **2.2**. Dengan nilai temperatur dan tekanan yang konstan seperti yang ditunjukkan dalam **Tabel 4. 10** dan adanya kecenderungan penurunan nilai produksi uap yang berbanding terbalik dengan kenaikan temperatur *pinch point*, maka penurunan daya pembangkit akan terjadi.

4.4 Analisis Pengaruh Tekanan Terhadap Performa

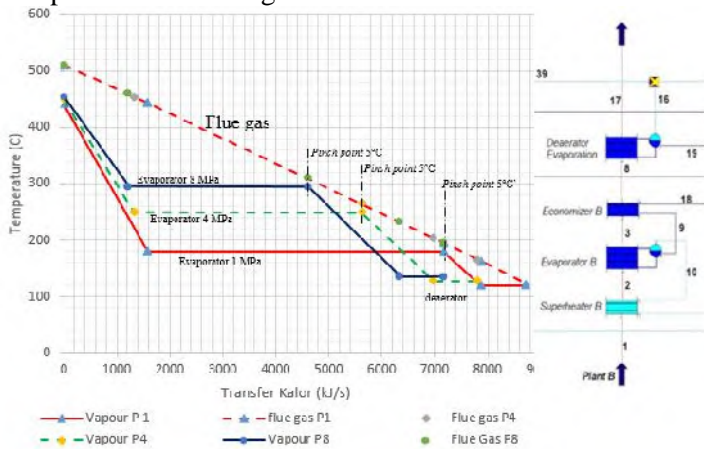
Pembangkit *Single pressure*

4.4.1 Analisis Pengaruh Variasi Tekanan Terhadap HRSG

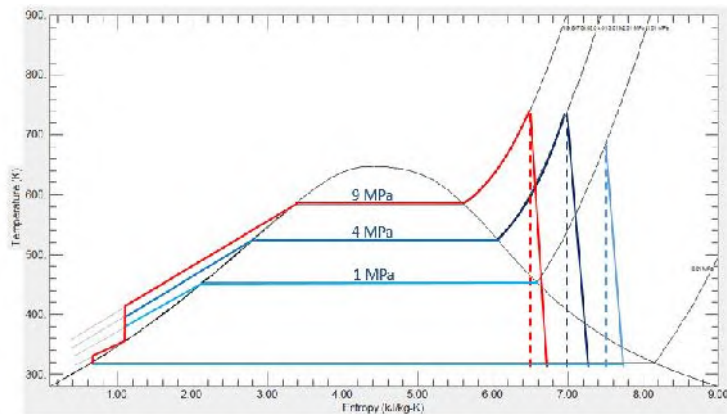
a. Pengaruh Variasi Tekanan Terhadap Distribusi Temperatur HRSG

Kodisi operasi HRSG saat dilakukan perubahan tekanan operasi dengan menaikkan tekanan *outlet* dari pompa 1 MPa hingga 10 MPa tanpa mengubah temperatur *pinch point* evaporator ditunjukkan pada grafik distribusi temperatur pada sistem *single pressure* diatas. Grafik tersebut diambil pada simulasi dengan nilai *pinch point* HRSG yang dijaga tetap sebesar 15°C. Variasi yang dilakukan adalah dengan menaikkan tekanan pompa 2 mulai tekanan 1 MPa hingga tekanan pompa mencapai 10 MPa, tetapi **Gambar 4.13** menyajikan perubahan nilai tekanan yang ekstrim 1MPa, 4MPa dan 8MPa untuk menunjukkan fenomena yang terjadi. Grafik diatas menjelaskan tentang distribusi temperatur pada dari sisi air dan *flue gas* terhadap perpindahan panas yang terjadi pada salah satu line HRSG yaitu sistem HRSG line B. Pada grafik tersebut memperlihatkan garis aliran *steam* dan *flue gas* yang mengalir

peralatan-peralatan HRSG, mulai dari superheater hingga evaporator untuk integral deaerator.



Gambar 4. 13 Distribusi Temperatur pada Sistem *Single pressure* Variasi Tekanan

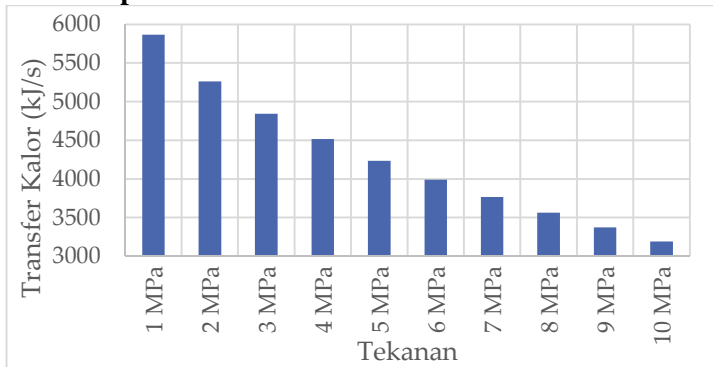


Gambar 4. 14 Diagram Temperatur - Entropy Sistem *Dual Pressure*

Gambar 4. 14 diatas menunjukkan perbandingan grafik temperatur entropi pada saat tekanan operasi HRSG yang berbeda. Didapatkan bahwa temperatur saturasi dari air akan meningkat

dengan kenaikan tekanan operasinya, semakin tinggi tekanan operasi mengakibatkan temperatur saturasi dari air semakin meningkat. Pada tekanan 1 MPa didapatkan temperatur saturasi dari air sebesar 179.88 °C dan pada tekanan operasi 8 MPa didapatkan temperatur saturasi sebesar 294.97 °C. Karena nilai *pinch point* dijaga konstan sebesar 15°C maka akibatnya temperatur keluaran evaporator pada sisi *flue gas* akan mengikuti naiknya temperatur saturasi dari air. Pada sisi *flue gas* terjadi penurunan temperatur yang linier terhadap panas yang dilepaskan oleh flue gas mulai dari masuk HRSG hingga keluar dari peralatan HRSG. Dengan *pinch point* sebesar 15°C temperatur keluaran stack terendah terjadi pada saat tekanan operasi HRSG 1 MPa dengan nilai temperatur stack sebesar 127°C.

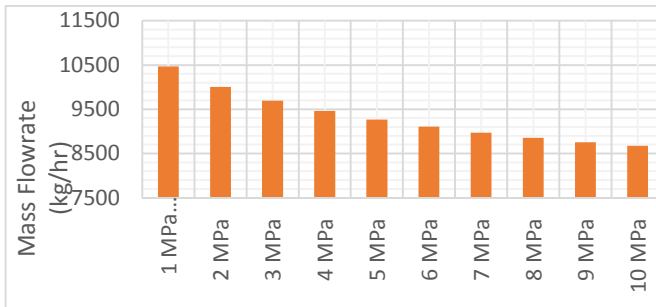
b. Pengaruh Variasi Tekanan Terhadap Performa Evaporator



Gambar 4. 15 Perpindahan Panas Evaporator Sistem *Single pressure* Variasi Tekanan

Gambar 4. 15 diatas menunjukkan distribusi transfer kalor yang terjadi pada evaporator Plan B terhadap kenaikan tekanan operasi HRSG dari 1 MPa hingga 10 MPa, grafik tersebut didapatkan dengan nilai parameter *pinch point* evaporator yang dijaga konstan sebesar 15°C. Dari data dan grafik diatas didapatkan *trendline heatduty* akan semakin turun dengan penambahan nilai tekanan operasi HRSG. Nilai tertinggi berada pada tekanan 1 MPa

dengan nilai temperatur sebesar 5867.3°C dan nilai temperatur terendah pada tekanan 10 MPa dengan nilai temperatur sebesar 3194°C dan terus mengalami penurunan seiring penambahan tekanan HRSG.



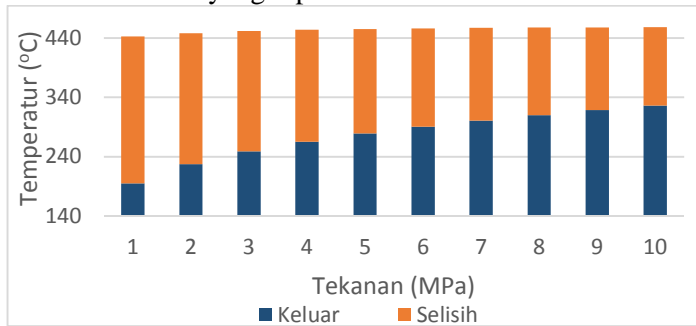
Gambar 4. 16 Uap Bangkitan Sistem *Single pressure* Variasi Tekanan HRSG

Tabel 4. 13 Produksi Uap Evaporator Variasi Tekanan HRSG

Pinch point	Mass Flowrate (kg/hr)									
	1 MPa	2 MPa	3 MPa	4 MPa	5 MPa	6 MPa	7 MPa	8 MPa	9 MPa	10 MPa
5 °C	10785	10346	10055	9834	9657	9511	9388	9285	9200	9131.59
15 °C	10466	10006	9697	9461	9268	9108	8972	8855	8755	8671.481
30 °C	9988	9494	9158	8898	8684	8502	8344	8207	8086	7980.359

Grafik 4.15 diatas menjelaskan besarnya produksi uap oleh evaporator saat dilakukan penambahan tekanan operasi melalui pompa 1, pada grafik tersebut *pinch point* dijaga konstan sebesar 15 °C dengan pembandingan *pinch point* 5°C dan 30°C. dari Grafik tersebut didapatkan bahwa semakin tinggi tekanan operasi pada HRSG mengakibatkan besarnya uap yang dihasilkan oleh evaporator semakin kecil, degradasi nilai yang terjadi membentuk kurva parabolik. Uap bangkitan tertinggi berada pada tekanan 1 MPa dengan nilai uap bangkitan sebesar 10.467 kg/hr dan uap bangkitan terendah terjadi saat tekanan operasi dari HRSG 10MPa dengan nilai uap bangkitan sebesar 8.671 kg/hr. *Trendline* yang sama juga diperoleh pada *pinch point* 5 °C dan 30 °C dengan nilai dibawah maupun diatas *pinch point* 15 °C. Pada HRSG A juga

menunjukkan *trendline* yang sama dimana semakin tinggi tekanan HRSG massa steam yang diproduksi akan semakin kecil.



Gambar 4. 17 Distribusi Temperatur *Flue Gas* pada Evaporator

Tabel 4. 14 Data Temperatur *Flue Gas* pada Evaporator

Aliran	Temperatur (°C)									
	1 MPa	2 MPa	3 MPa	4 MPa	5 MPa	6 MPa	7 MPa	8 MPa	9 MPa	10 MPa
Masuk	442.49	448.32	451.62	453.81	455.35	456.46	457.25	457.76	458.05	458.14
Keluar	194.88	227.37	248.84	265.33	278.91	290.54	300.79	309.96	318.30	325.96
Selisih	247.61	220.95	202.78	188.48	176.44	165.91	156.46	147.79	139.74	132.18

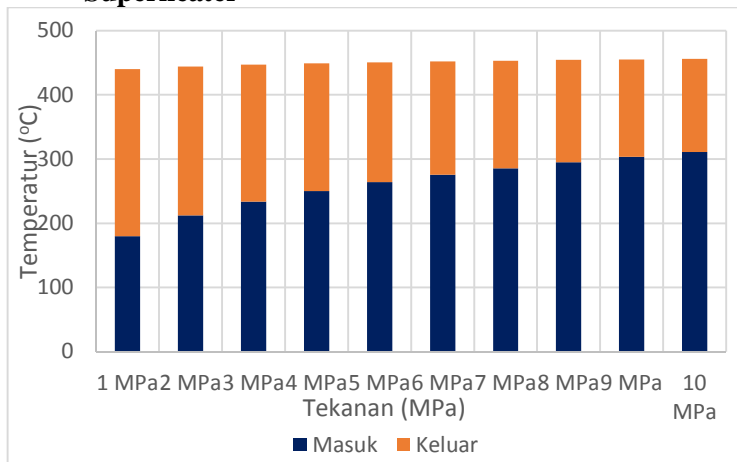
Gambar 4. 17 menunjukkan pengaruh peningkatan nilai tekanan operasi pada HRSG terhadap temperatur flue gas yang melewati evaporator pada plant B dengan adanya. Pada grafik tersebut digunakan nilai *pinch point* yang konstan sebesar 15°C. Hasil simulasi gate cycle menunjukkan adanya penurunan secara eksponensial nilai delta temperatur flue gas masuk evaporator dan keluar evaporator searah dengan kenaikan tekanan operasi dari HRSG. Nilai delta temperatur tertinggi terjadi pada saat tekanan operasi HRSG sebesar 1 MPa dengan nilai delta temperatur sebesar 247.61 °C, sedangkan nilai delta temperatur terkecil terjadi saat tekanan operasi HRSG sebesar 10 MPa dengan nilai delta temperatur sebesar 132.18 °C.

Terjadinya penurunan *steam production* pada evaporator yang ditunjukkan pada **Gambar 4. 16** memiliki hubungan dengan

adanya penurunan dari perpindahan panas yang terjadi pada evaporator, semakin sedikit panas yang diserap oleh evaporator akan mengakibatkan uap yang dihasilkan oleh evaporator akan semakin kecil. Hal tersebut dapat dibuktikan dengan persamaan termodinamika **2.13**, dengan penurunan perpindahan panas yang terjadi dan asumsi h_{fg} konstan maka akan didapatkan produksi uap yang menurun.

Terjadinya penurunan panas evaporator dapat terjadi karena pada saat tekanan operasi atau tekanan HRSG naik maka akan terjadi kenaikan temperatur saturasi dari air yang melewati evaporator. Semakin besar *temperatur* saturasi dan menjaga *pinch point* evaporator 15°C hal yang terjadi adalah kenaikan temperatur keluar dari flue gas yang mengikuti kenaikan temperatur saturasi air yang ditunjukkan pada. Dengan adanya kenaikan temperatur keluar maka didapatkan delta temperatur dari evaporator yang semakin kecil. Hal tersebut dapat dijelaskan dengan persamaan **2.26**.

c. Pengaruh Variasi Tekanan Terhadap Performa Superheater



Gambar 4. 18 Temperatur *Steam* Melalui Superheater Variasi Tekanan

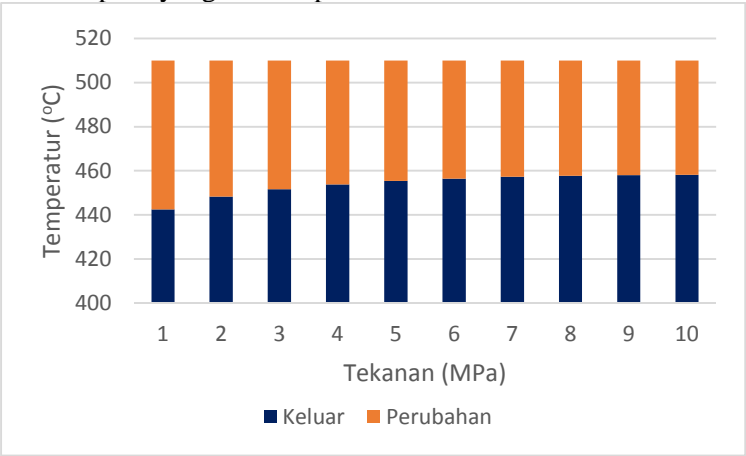
Tabel 4. 15 Data Temperatur *Steam* Masuk Superheater Variasi Tekanan

Pinch point	Aliran	Temperatur (°C)									
		1 MPa	2 MPa	3 MPa	4 MPa	5 MPa	6 MPa	7 MPa	8 MPa	9 MPa	10 MPa
5 °C	Masuk	179.8	212.3	233.8	250.3	263.9	275.5	285.7	294.9	303.3	310.9
	Keluar	440	444.2	446.9	449	450.6	452.0	453.2	454.3	455.2	456.1
	Delta	260.1	231.9	213.1	198.6	186.7	176.4	167.4	159.3	151.9	145.1
15 °C	Masuk	179.8	212.3	233.8	250.3	263.9	275.5	285.7	294.9	303.3	310.9
	Keluar	440	444.2	446.9	449	450.6	452.0	453.2	454.3	455.2	456.1
	Delta	260.1	231.9	213.1	198.6	186.7	176.4	167.4	159.3	151.9	145.1
30 °C	Masuk	179.8	212.3	233.8	250.3	263.9	275.5	285.7	294.9	303.3	310.9
	Keluar	440	444.2	446.9	449	450.6	452.0	453.2	454.3	455.2	456.1
	Delta	260.1	231.9	213.1	198.6	186.7	176.4	167.4	159.3	151.9	145.1

Tabel 4. 19 menunjukkan pengaruh dari tekanan operasi HRSG terhadap temperatur *steam* masuk dan keluar superheater. Pada grafik tersebut menunjukkan kecenderungan nilai temperatur *steam* keluar superheater yang naik searah dengan kenaikan tekanan operasi HRSG. Temperatur keluar terendah masuk dan keluar superheater terjadi saat tekanan operasi HRSG 1 MPa dengan nilai temperatur masuk 179,88 °C dan temperatur keluar 440 °C. Sedangkan temperatur tertinggi steam masuk dan keluar steam masuk superheater terjadi pada saat tekanan operasi HRSG 10 MPa dengan temperatur steam masuk superheater 310,96 °C dan temperatur steam keluar 456,13 °C. Besar temperatur masuk dan keluar yang sama juga terjadi pada saat dilakukan perubahan pada temperatur *pinch point* yang tertera pada **Tabel 4. 15**.

Gambar 4. 8 menunjukkan pengaruh dari tekanan operasi HRSG terhadap distribusi temperatur *flue gas* masuk dan keluar superheater. Pada grafik tersebut menunjukkan kecenderungan nilai temperatur *flue gas* keluar superheater yang naik searah dengan kenaikan tekanan operasi HRSG dan penurunan delta temperatur pada *flue gas* di superheater. Delta temperatur tertinggi terjadi pada

saat tekanan operasi 1 MPa dan terendah terjadi pada saat tekanan operasi 10 MPa dengan nilai masing masing 67.5 °C dan 51.8 °C. Fenomena yang sama ditunjukkan pada saat *pinch point* 5 °C dan 30 °C seperti yang terlihat pada **Tabel 4. 16**.



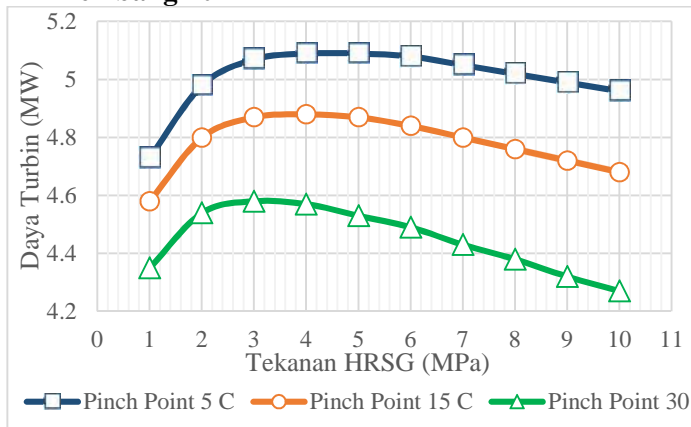
Gambar 4. 19 Distribusi Temperatur *Flue Gas* Melewati Superheater Variasi Tekanan

Tabel 4. 16 Data Distribusi Temperatur *Flue Gas* Melewati Superheater Variasi Tekanan

Pinch point	Aliran	Tekanan (MPa)									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
5 °C	Masuk	510	510	510	510	510	510	510	510	510	510
	Keluar	440.4	446.2	449.4	451.5	453.0	454.0	454.7	455.2	455.3	455.4
	Perubahan	69.5	63.8	60.4	58.4	56.9	55.9	55.2	54.8	54.6	54.6
15 °C	Masuk	510	510	510	510	510	510	510	510	510	510
	Keluar	442.5	448.3	451.6	453.8	455.3	456.4	457.2	457.7	458.0	458.1
	Perubahan	67.5	61.6	58.3	56.1	54.6	53.5	52.74	52.2	51.9	51.8
30 °C	Masuk	510	510	510	510	510	510	510	510	510	510
	Keluar	445.6	451.5	454.8	457.1	458.8	460.0	460.9	461.6	462.0	462.3
	Perubahan	64.3	58.4	55.1	52.8	51.1	49.9	49.0	48.3	47.9	47.6

Fenomena yang terjadi pada superheater ini terjadi karena adanya perubahan massa uap yang melewati superheater. Adanya perubahan masa alir uap akan mempengaruhi kapasitas kaor dari uap. Hal tersebut dapat dijelaskan dengan persamaan 2.26, dengan efektifnes, temperatur masuk superheater dari sisi uap dan *flue gas* yang sama dan massa uap yang berbeda maka perubahan yang dapat terjadi pada keluaran.

4.4.2 Analisis Pengaruh Variasi Tekanan Terhadap Daya Pembangkit

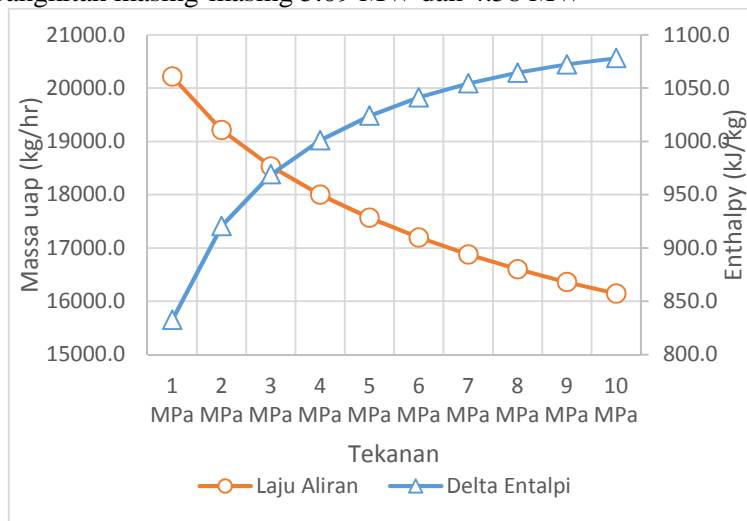


Gambar 4. 20 Daya Turbin pada Sistem *Single pressure* dengan Variasi Tekanan HRSG

Tabel 4. 17 Data Daya Turbin pada Sistem *Single pressure* dengan Variasi Tekanan HRSG

Pinch point	Tekanan									
	1 MPa	2 MPa	3 MPa	4 MPa	5 MPa	6 MPa	7 MPa	8 MPa	9 MPa	10 MPa
5 °C	4.73	4.98	5.07	5.09	5.09	5.08	5.05	5.02	4.99	4.96
15 °C	4.58	4.8	4.87	4.88	4.87	4.84	4.8	4.76	4.72	4.68
30 °C	4.35	4.54	4.58	4.57	4.53	4.49	4.43	4.38	4.32	4.27

Gambar 4. 20 menunjukkan pengaruh adanya peningkatan tekanan operasi HRSG terhadap daya bangkitan pada pembangkit *single pressure*, pada grafik tersebut *pinch point* evaporator yang dijaga konstan dengan nilai 5°C, 10 °C dan 15 °C. Pada garis 15 °C tersebut menunjukkan adanya trendline yang naik pada tekanan 1- 4 MPa dan mengalami penurunan nilai daya pembangkit setelah tekanan HRSG diatas 4 MPa. Nilai daya bangkitan tertinggi terjadi pada saat tekanan HRSG sebesar 4 MPa dengan nilai daya bangkitan sebesar 4.88 MW, sedangkan daya terendah yang dihasilkan dalam simulasi terjadi pada saat tekanan 10 MPa dan terus mengalami penurunan daya searah dengan kenaikan tekanan operasi HRSG. Pola trendline yang sama juga ditunjukkan pada saat menggunakan nilai *pinch* 5°C dan 30°C dengan dilai daya bangkitan masing-masing 5.09 MW dan 4.58 MW



Gambar 4. 21 Properties Uap Melewati Turbin Variasi Tekanan

Tabel 4. 18 tersebut merupakan grafik hasil simulasi *gate cycle* tentang perubahan *properties* fluida steam massa alir uap dan perubahan entalpi pada turbin terhadap perubahan tekanan operasi HRSG pada temperatur *pinch point* konstan 15°C. Dari grafik tersebut didapatkan trenline aliran massa steam yang masuk ke

turbin yang turun dengan kurva eksponensial terhadap kenaikan tekanan operasi HRSG, dan sebaliknya trenline perubahan entalpi yang naik dengan kurva eksponensial terhadap kenaikan pada tekanan operasi HRSG.

Tabel 4. 18 Data Properties Uap Melewati Turbin Variasi Tekanan

Deskripsi	Besaran									
	1 MPa	2 MPa	3 MPa	4 MPa	5 MPa	6 MPa	7 MPa	8 MPa	9 MPa	10 MPa
Flow	20219	19213	18530	18000	17567	17199	16881	16603	16360	16148
Entalpi	3320.6	3316.2	3308.4	3299.1	3288.7	3277.6	3265.8	3253.5	3240.6	3227.3
Entalpi	2488.0	2395.4	2339.2	2297.9	2264.5	2236.2	2211.3	2188.9	2168.3	2149.1
Delta entalpi	832.6	920.8	969.2	1001.2	1024.2	1041.4	1054.5	1064.6	1072.3	1078.1

Aliran masa terbesar terjadi pada saat tekanan operasi HRSG sebesar 1 MPa dengan nilai massa alir 20.219 kg/hr dan nilai terendah terjadi pada saat tekanan 10 MPa dengan nilai massa alir 16.148 kg/hr. Sedangkan nilai enthalpi terendah terjadi pada saat tekanan HRSG sebesar 1 MPa dengan nilai delta entalpi 832.6 kJ/kg dan nilai tertinggi pada tekanan 10 MPa dengan nilai delta entalpi 1078.1 kJ/kg. Namun kecenderungan naik dan turun akan terus terjadi dengan kenaikan nilai tekanan.

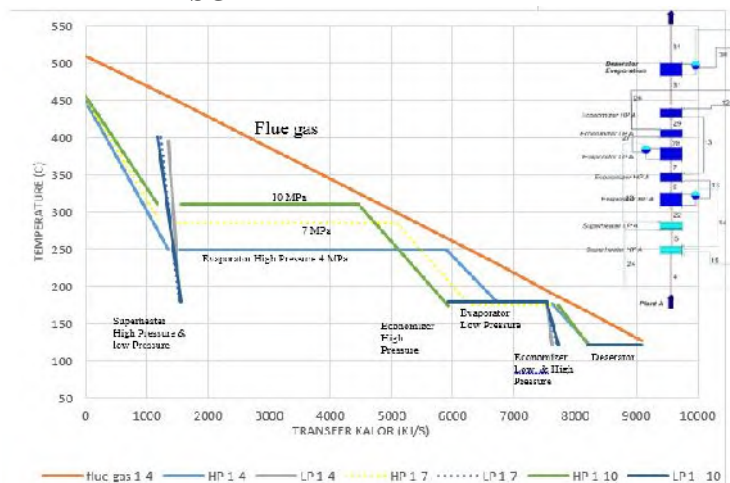
Salah satu parameter penting dalam termodinamika yang mempengaruhi besar atau kecilnya daya yang dihasilkan oleh turbin adalah efisiensi dan properties dari fluidanya. Properties tersebut meliputi besar kecilnya aliran massa, temperatur dan tekanan yang dapat terlihat pada persamaan 2.2. Pada persamaan tersebut diketahui semakin besar massa aliran yang masuk pada turbin akan mengakibatkan daya yang semakin besar apabila delta entalpi dari fluida air konstan. Kenaikan tekanan daya juga dapat diakibatkan dengan adanya kenaikan delta entalpi apabila diketahui massa alir *steam* konstan. Pada hasil simulasi *gate cycle* variasi tekanan didapatkan perilaku massa alir *steam* yang terus turun dengan adanya kenaikan tekanan operasi HRSG dan kenaikan terjadi pada nilai delta enthalpi, perilaku tersebutlah yang dapat mengakibatkan adanya titik optimum pada daya yang dihasilkan oleh pembangkit.

4.5 Analisis Pengaruh Tekanan *High pressure* Terhadap Performa Pembangkit *Dual pressure*

Variasi ini dilakukan sebagai pelengkap atau lanjutan dari variasi *pinch point* untuk mendapatkan hasil yang lebih optimal dari desain yang telah dibuat sebelumnya. Dari variasi tekanan yang sebelumnya dilakukan didapatkan bahwa pada sistem *single pressure* menunjukkan penurunan daya keluaran turbin saat tekanan operasi setelah 4 MPa. Selain itu ternyata didapatkan bahwa saat tekanan operasi semakin tinggi masih menghasilkan temperatur keluaran flue gas yang tinggi. Temperatur flue gas tersebut sebenarnya masih dapat dilakukan pemanfaatan untuk menghasilkan uap yang dapat menghasilkan daya. Oleh karena itu pada penelitian ini dibuat sistem WHRPG dengan membuat dua tekanan operasi, sistem *low pressure* dan *high pressure*

4.5.1 Analisis Pengaruh Tekanan *High pressure* Terhadap Distribusi Temperatur HRSG

a. Pengaruh Variasi *Pinch point* Terhadap Distribusi HRSG

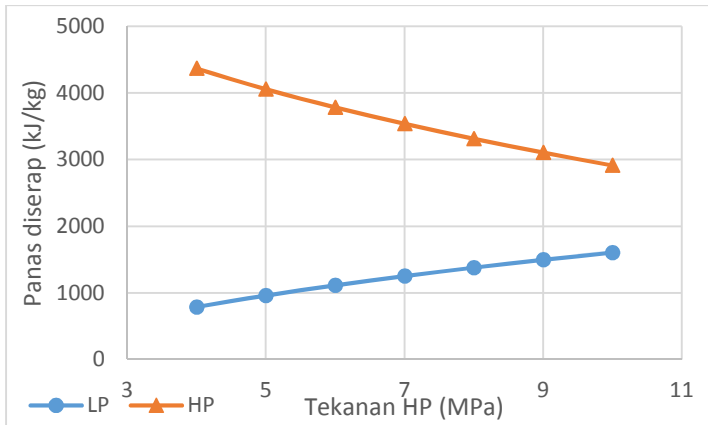


Gambar 4. 22 Distribusi Temperatur HRSG pada sistem *Dual pressure* Variasi Tekanan *High pressure*

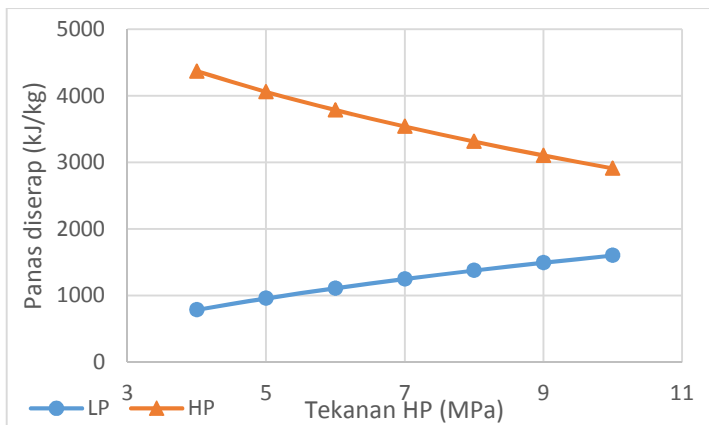
Gambar 4. 22 memperlihatkan distribusi temperatur operasi pada HRSG B saat dilakukan variasi dengan menaikkan tekanan operasi uap *high pressure* dengan menggunakan tekanan operasi low pressure HRSG 1 MPa dan *pinch point* evaporator 15°C. Variasi yang dilakukan adalah dengan menaikkan tekanan *high pressure* HRSG mulai dari 4 MPa hingga tekanan mencapai nilai 10 MPa, **Gambar 4. 22** diatas menyajikan perubahan nilai tekanan 4 MPa, 7 MPa dan 10 MPa untuk menunjukan fenomena yang terjadi. Grafik tersebut mengilustrasikan tentang distribusi temperatur pada air yang berubah menjadi steam dan *flue gas* terhadap perpindahan panas yang melalui line HRSG B, mulai dari superheater hingga evaporator untuk integral deaerator. Pada grafik tersebut ditampilkan aliran uap *low pressure* dan *high pressure* yang sesuai dengan posisi penempatan peralatan HRSG.

Secara garis besar didapatkan bahwa tidak terjadi banyak perubahan pada garis operasi *low pressure* karena beroperasi pada tekanan yang konstan 1 MPa. Perubahan pada sistem *low pressure* terlihat pada besar kecilnya perpindahan panas yang terlihat dari panjang pendeknya garis penyerapan evaporator. Untuk garis sistem *high pressure* perbedaan terlihat pada temperatur evaporator yang semakin naik searah dengan kenaikan tekanan operasi *high pressure*. Sedangkan pada sisi *flue gas* berubah mengikuti garis operasi *steam*.

b. Pengaruh Variasi Tekanan Terhadap Performa Evaporator



Gambar 4. 23 merupakan grafik pengaruh tekanan operasi pada sistem *high pressure* HRSG terhadap perpindahan panas yang terjadi pada evaporator HRSG yang ada pada plant B. Grafik tersebut diambil pada simulasi yang dilakukan dengan nilai tekanan *low pressure* dan nilai *pinch point* dijaga konstan yaitu pada temperatur 15°C dan tekanan 1 MPa, perubahan dilakukan dengan penambahan tekanan operasi pada pompa *high pressure* dari tekanan 4 hingga 10 MPa.



Gambar 4. 23 Perpindahan Panas Evaporator pada Sistem *Dual pressure*

Tabel 4. 19 Data Perpindahan Panas Evaporator pada Sistem *Dual pressure*

Aliran Air	HP						
	4 MPa	5 MPa	6 MPa	7 MPa	8 MPa	9 MPa	10 MPa
LP	789.96	962.06	1114.7	1252.8	1380.2	1496.9	1605.4
HP	4371.3	4060.2	3787.5	3541.8	3316.3	3108	2913.5

Pada grafik perngaruh tekanan terhadap panas yang diserap evaporator didapatkan bahwa jumlah panas yang diserap oleh evaporator *high pressure* pada sistem mengalami penurunan, sedangkan jumlah panas yang diserap oleh evaporator *low pressure* terus mengalami kenaikan searah dengan kenaikan tekanan pada sistem *high pressure*. Nilai perpindahan panas pada evaporator *high pressure* tertinggi terjadi pada saat tekanan 4 MPa dan nilai terendah terjadi pada saat tekanan 10 MPa masing-masing nilainya adalah 4.371,3 kJ/kg dan 2.913,5 kJ/kg. Sebaliknya untuk evaporator *low pressure* nilai terendah terjadi pada saat tekanan 4 MPa dan nilai tertinggi terjadi pada tekanan 10 MPa seperti yang terlihat pada **Tabel 4. 19**

Tabel 4. 20 Data *Steam Production* Evaporator pada Sistem *Dual pressure*

LP	Aliran fluida	HP						
		4	5	6	7	8	9	10
1 MPa	HP	9160.91	8886.83	8648.80	8436.01	8242.66	8069.24	7910.94
	LP	1409.25	1716.28	1988.58	2234.91	2462.14	2670.38	2863.99
2 MPa	HP	9310.84	9052.02	8825.93	8623.51	8444.38	8283.13	8140.16
	LP	742.22	1035.91	1297.18	1534.449	1750.63	1949.58	2133.25

Pengaruh dari produksi uap menunjukkan jumlah produksi uap di sistem *low pressure* yang terus mengalami kenaikan, sedangkan untuk produksi uap *high pressure* mengalami penurunan jumlah produksi uap searah dengan kenaikan tekanan

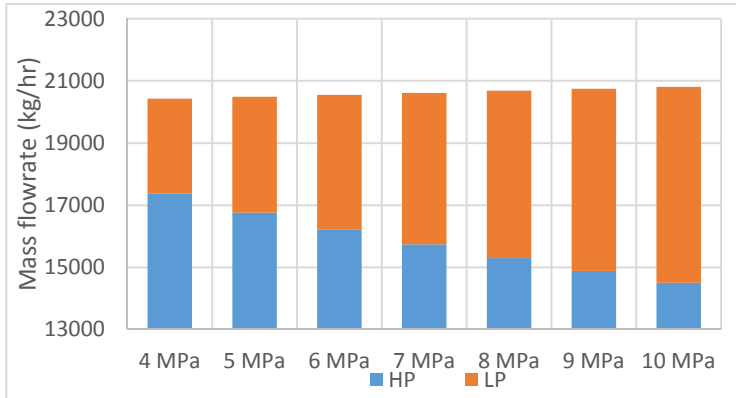
operasi *high pressure*. Uap tertinggi yang dihasilkan oleh evaporator *high pressure* terjadi pada saat tekanan operasi *High pressure* 4 MPa yaitu sebesar 9.160,91 kg/hr dan pada evaporator *low pressure* massa uap bangkitan terbesar terjadi pada tekanan 10 MPa dengan jumlah uap 2.863 kg/hr.

Jumlah panas yang diserap oleh evaporator berpengaruh terhadap penurunan temperatur dari flue gas yang melewati evaporator, semakin kecil panas yang diserap oleh evaporator akan mengakibatkan penurunan temperatur dari flue gas semakin kecil. Peningkatan tekanan operasi HRSG mengakibatkan panas yang dapat diserap oleh uap semakin kecil, oleh karena itu penurunan temperatur yang melalui evaporator *high pressure* juga semakin kecil. Penurunan temperatur flue gas melewati evaporator akan mengakibatkan temperatur masuk evaporator *low pressure* yang semakin besar. Dengan tekanan operasi yang konstan pada evaporator dan kenaikan temperatur dari flue gas masuk evaporator seperti yang ditunjukkan pada **Tabel 4. 21** mengakibatkan potensi panas yang dapat diserap oleh evaporator *low pressure* semakin besar. Peningkatan potensi panas tersebutlah yang mengakibatkan produksi uap dari evaporator *low pressure* yang semakin besar searah dengan kenaikan tekanan pada sistem *high pressure*.

Tabel 4. 21 Data Distribusi Temperatur Evaporator pada Sistem *Dual pressure*

Sistem	Aliran	Tekanan <i>High pressure</i>						
		4 MPa	5 MPa	6 MPa	7 MPa	8 MPa	9 MPa	10 MPa
HP	In	447.97 31	448.24 03	448.26 42	448.07 73	447.71 76	447.27 89	446.73 6
	Out	265.33 26	278.91 13	290.54 97	300.79	309.96 78	318.30 61	325.96 07
	Delta	182.64 05	169.32 9	157.71 45	147.28 73	137.74 98	128.97 28	120.77 53
LP	In	229.18 64	236.61 89	243.19 86	249.14 11	254.61 45	259.62 34	264.27 43
	Out	194.88 44	194.88 44	194.88 44	194.88 44	194.88 44	194.88 44	194.88 44
	Delta	34.301 97	41.734 44	48.314 21	54.256 65	59.730 1	64.739 01	69.389 89

4.5.2 Analisis Pengaruh Variasi Tekanan Terhadap Daya Bangkitan Pembangkit



Gambar 4. 24 Massa Aliran Uap Masuk Turbin Sistem *Dual pressure* Variasi Tekanan *High pressure*

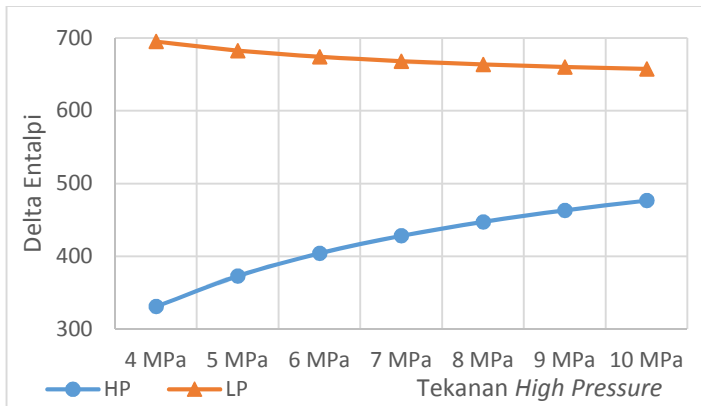
Pada **Gambar 4. 24** dapat dilihat bahwa adanya penurunan jumlah aliran massa uap dari sistem *high pressure* yang melalui turbin terhadap peningkatan tekanan operasi HRSG di bagian *high pressure*. Tetapi sebaliknya, terjadi peningkatan pada jumlah aliran masuk turbin *low pressure* dari sistem HRSG yang dibuat searah dengan peningkatan tekanan operasi pada sistem *high pressure*.

Tabel 4. 22 Data Massa Aliran Uap Masuk Turbin Sistem *Dual pressure* Variasi Tekanan *High pressure*

<i>Low pressure</i>	<i>High pressure</i>						
	4 MPa	5 MPa	6 MPa	7 MPa	8 MPa	9 MPa	10 MPa
HP	17371 .81	16764 .35	16225 .82	15741 .68	15297 .52	14890 .23	14511 .65
LP	20423 .63	20488 .89	20552 .52	20617 .19	20681 .43	20746 .81	20812 .12

Massa uap terbesar yang melewati turbin *high pressure* terjadi pada saat tekanan operasi *high pressure* 4 MPa dengan jumlah aliran uap

17.371,8kg/hr dan terendah pada saat tekanan *high pressure* sebesar 10 MPa dengan jumlah aliran uap 14.511,6 kg/hr. Sedangkan jumlah aliran massa dari uap terbesar yang memasuki turbin *low pressure* terjadi pada saat tekanan operasi *high pressure* sebesar 10 MPa dengan jumlah aliran 20.812 kg/hr dan jumlah aliran massa terendah terjadi pada saat tekanan *high pressure* sebesar 4 MPa dengan jumlah aliran sebesar 20.423 kg/hr.

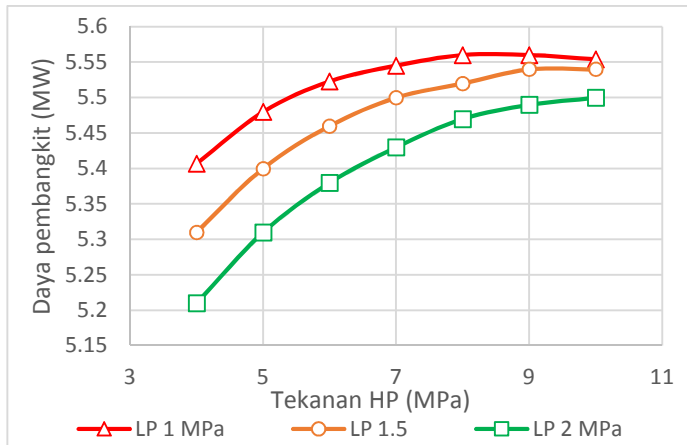


Gambar 4. 25 Delta Entalpi Uap pada Turbin Sistem *Dual pressure* Variasi Tekanan *High pressure* dengan LP 1 MPa

Salah satu parameter yang mempengaruhi daya yang akan dihasilkan oleh turbin adalah perubahan entalpi yang terjadi antara entalpi masuk dan keluar dari turbin. **Gambar 4. 25** diatas menunjukkan distribusi perubahan entalpi uap yang melalui turbin *high pressure* dan *low pressure*. Grafik tersebut menunjukkan adanya trenline yang naik dari delta entalpi uap yang melewati turbin *high pressure*, dan trenline yang turun dari nilai delta entalpi yang melewati turbin *low pressure*.

Pada grafik tersebut didapatkan bahwa delta entalpi tertendah pada turbin *high pressure* terjadi pada saat tekanan 4 MPa dan nilai delta entalpi tertinggi terjadi pada saat tekanan *high pressure* 10 MPa dengan nilai masing masing 331.26 kJ/kg dan 476.72 kJ/kg. Sedangkan pada sistem *high pressure* nilai delta

entalpi terendah terjadi pada saat tekanan 10 MPa dan delta entalpi tertinggi berada pada saat tekanan 1 MPa dengan nilai masing masing adalah 657,54 kJ/kg dan 695.34 kJ/kg



Gambar 4. 26 Daya Pembangkit Variasi Tekanan *High pressure* pada Sistem *Dual pressure*

Pada **Gambar 4. 26** menunjukkan pola daya bangkitan dari sitem WHRPG *dual pressure* yang dibuat dengan melakukan variasi tekanan operasi *high pressure* dari tekanan 4 MPa hingga 10 MPa. Sebagai pembanding juga ditampilkan hasil daya bangkitan pembangkit saat dilakukan perubahan tekanan pada sistem *low pressure* pada tekanan 1 MPa, 1,5 MPa dan 2 MPa.

Tabel 4. 23 Data Daya Pembangkit Variasi Tekanan *High pressure* pada Sistem *Dual pressure*

Pressure	High pressure						
Low pressure	4 MPa	5 MPa	6 MPa	7 MPa	8 MPa	9 MPa	10 MPa
1 MPa	5.40	5.48	5.52	5.54	5.56	5.56	5.554
1,5 MPa	5.31	5.4	5.46	5.5	5.52	5.54	5.54
2 MPa	5.21	5.31	5.38	5.43	5.47	5.49	5.5

Trenline daya bangkitan yang dihasilkan simulasi menunjukkan kecenderungan kenaikan daya bangkitan searah dengan kenaikan tekanan operasi *high pressure*. Trenline yang sama juga didapatkan saat melakukan perubahan tekanan *low pressure*, perbedaan hanya terlihat pada besar daya yang dihasilkan oleh pembangkit. Semakin kecil tekanan operasi *low pressure* maka daya yang dihasilkan semakin besar seperti yang ditunjukkan pada **Tabel 4. 23**. Pada tekanan *low pressure* 1 MPa didapatkan daya bangkitan pembangkit terendah terjadi pada saat tekanan *high pressure* 4 MPa dengan nilai daya bangkitan sebesar 5,40 MW. Sedangkan nilai daya tertinggi terjadi pada saat tekanan *high pressure* 8 MPa dan 9 MPa dengan nilai daya bangkitan 5,56 MW.

Terdapat beberapa permasalahan saat dilakukan simulasi saat melakukan simulasi dengan variasi *low pressure* 1,5 MPa dan 2 MPa. Pada saat dilakukan peningkatan tekanan *high pressure* diatas 8 MPa dengan tekanan *low pressure* 1,5 MPa didapatkan *output* dari turbin *low pressure* yang menunjukkan *quality* uap dibawah 85%. Sedangkan fenomena yang sama juga terjadi pada saat *low pressure* HRSG 2 MPa dengan nilai tekanan *high pressure* diatas 7 MPa.

4.6 Perbandingan Daya Hasil Simulasi Sistem Single Pressure dan Dual Pressure

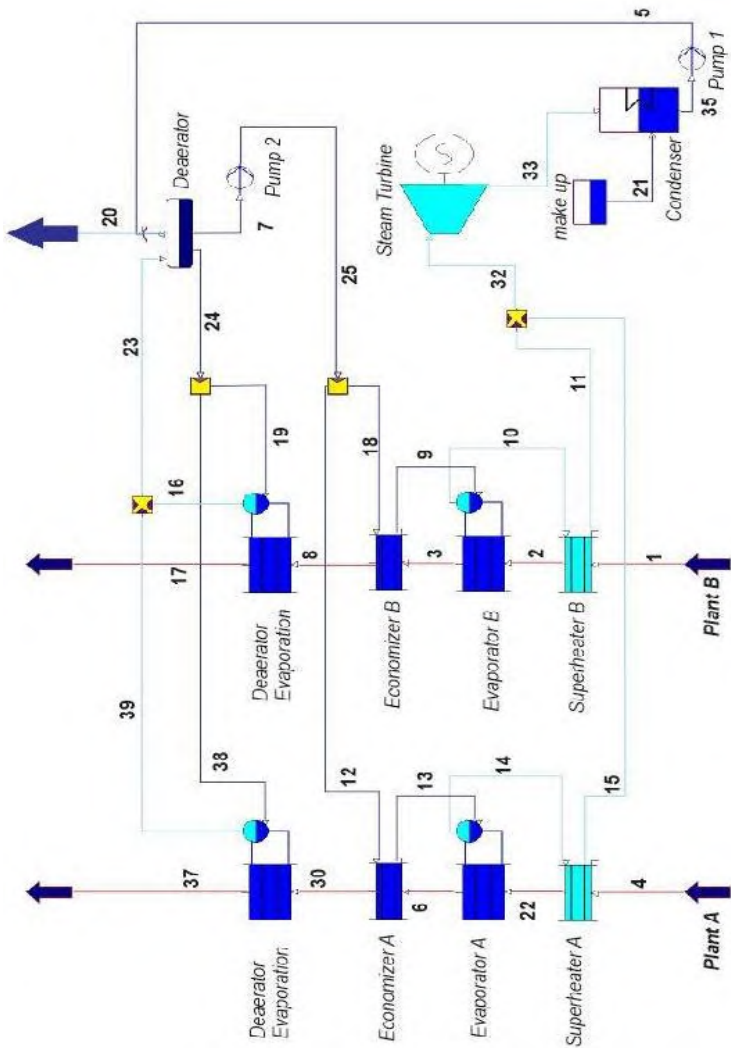
Tabel 4. 24 Tabel Perbandingan Sistem *Single Pressure* dan *Dual Pressure*

Aliran Massa	<i>Single Pressure</i>			<i>Dual Pressure</i>		
	W_{sistem} [MW]	T_{stack} [°C]	η_{Thermal} [%]	W_{sistem} [MW]	T_{stack} [°C]	η_{Thermal} [%]
Maksimal	5.34	155	31.82	5.82	126	31.94
Minimal	4.82	156	31.91	5.25	127	31.99
Normal	5.09	156	31.90	5.56	126	31.99

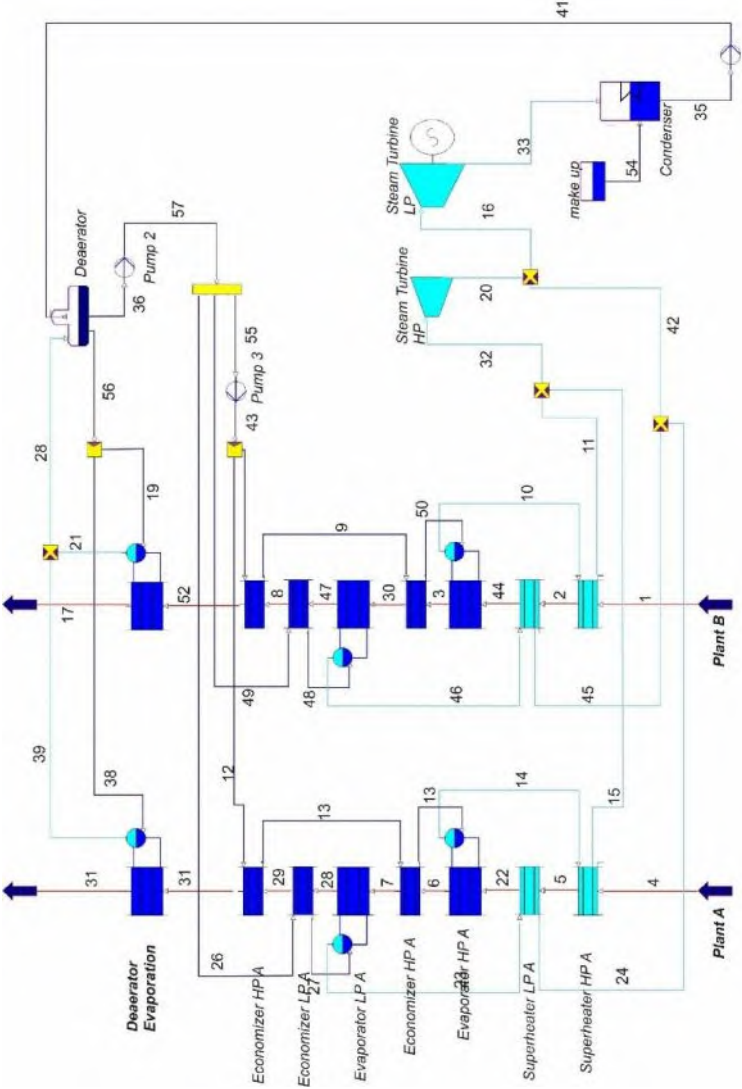
Tabel 4.24 diatas menampilkan perbandingan hasil desain saat menggunakan sistem *single pressure* dan *dual pressure* saat menghasilkan daya yang maksimal. Dengan konfigurasi masing-masing sistem *dual pressure* dapat menghasilkan daya yang lebih besar dibandingkan pada sistem *Single Pressure*. Terjadi peningkatan sebesar 9% dari hasil pembangkitan dari sistem *single pressure* ke sistem *dual pressure*. Dari nilai efisiensi termal masing masing tidak terlihat banyak perubahan dengan nilai 31.9% karena pada sistem *single pressure* memiliki temperatur keluar *flue gas* yang lebih tinggi dibandingkan pada sistem *dual pressure*.

LAMPIRAN

Gambar A. 1 Sistem WHRPG *Single pressure*



Gambar A. 2 Desain Sistem WHRPG *Dual pressure*



Tabel A. 1 Data Properties WHRPG Variasi *Pinch point* Hasil *Running Gate Cycle* tekanan 4 MPa

Komponen		Properties	Satuan	Variasi				
				5°C	10 °C	15 °C	20 °C	30 °C
Turbin	Inlet	Flow	kg/hr	18793.5	18408.0	18000.6	17637.5	16844.4
		Tekanan	MPa	4000.0	4000.0	4000.0	4000.0	4000.0
		temperatur	°C	435.9	435.9	436.0	436.0	436.0
		Enthalpy	kJ/kg	3298.9	3299.0	3299.1	3299.1	3299.2
	outlet	Flow	kg/hr	18793.5	18408.0	18000.6	17637.5	16844.4
		Tekanan	MPa	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
		temperatur	°C	45.8	45.8	45.8	45.8	45.8
		Enthalpy	kJ/kg	2297.8	2297.8	2297.9	2297.9	2297.9
Pompa 1	Inlet	Flow	kg/hr	18793.5	18408.0	18000.6	17637.5	16844.4
		Tekanan	MPa	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
		temperatur	°C	45.8	45.8	45.8	45.8	45.8
		Enthalpy	kJ/kg	191.8	191.8	191.8	191.8	191.8
	outlet	Flow	kg/hr	18793.5	18408.0	18000.6	17637.5	16844.4
		Tekanan	MPa	487.5	584.6	479.6	825.7	456.1
		temperatur	°C	45.9	45.9	45.9	45.9	45.9
		Enthalpy	kJ/kg	192.4	192.5	192.4	192.8	192.4
Pompa 2	Inlet	Flow	kg/hr	18793.5	18408.0	18000.6	17637.5	16844.4
		Tekanan	MPa	487.5	584.5	479.6	825.7	456.1
		temperatur	°C	148.9	155.8	150.3	169.7	148.4
		Enthalpy	kJ/kg	627.4	657.4	633.4	718.0	625.3
	outlet	Flow	kg/hr	18793.5	18408.0	18000.6	17637.5	16844.4
		Tekanan	MPa	4000.0	4000.0	4000.0	4000.0	4000.0
		temperatur	°C	149.5	156.4	150.9	170.3	149.0
		Enthalpy	kJ/kg	632.2	662.0	638.2	722.4	629.9
S	S	Flow	kg/hr	8958.8	8760.1	8539.5	8363.8	7945.8

			Tekanan	MPa	4000.0	4000.0	4000.0	4000.0	4000.0
			temperatur	°C	250.3	250.3	250.3	250.3	250.3
			Enthalpy	kJ/kg	2800.4	2800.4	2800.4	2800.4	2800.4
		Steam Outlet	Flow	kg/hr	8958.8	8760.1	8539.5	8363.8	7945.8
			Tekanan	MPa	4000.0	4000.0	4000.0	4000.0	4000.0
			temperatur	°C	421.6	421.6	421.6	421.6	421.6
		Fluegas Inlet	Enthalpy	kJ/kg	3266.0	3266.0	3266.0	3266.0	3266.0
			Flow	kg/hr	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0
			Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		Fluegas Outlet	temperatur	°C	475.0	475.0	475.0	475.0	475.0
			Enthalpy	kJ/kg	502.9	502.9	501.9	502.9	501.9
			Flow	kg/hr	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0
Superheater B		Steam Inlet	Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
			temperatur	°C	429.2	430.2	431.2	432.3	434.3
			Enthalpy	kJ/kg	450.0	451.2	451.5	453.5	455.0
		Steam Outlet	Flow	kg/hr	9834.7	9647.9	9461.1	9273.7	8898.6
			Tekanan	MPa	4000.0	4000.0	4000.0	4000.0	4000.0
			temperatur	°C	449.0	449.0	449.0	449.0	449.0
		Fluegas Inlet	Enthalpy	kJ/kg	3328.9	3328.9	3328.9	3328.9	3328.9
			Flow	kg/hr	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0
			Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		Fluegas	temperatur	°C	510.0	510.0	510.0	510.0	510.0
			Enthalpy	kJ/kg	544.3	544.3	544.3	544.3	544.3
			Flow	kg/hr	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0
		Fluegas	Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3

		temperatur	°C	451.6	452.7	453.8	454.9	457.2
		Enthalpy	kJ/kg	476.3	477.6	478.9	480.2	482.8
Evaporator A	Steam Inlet	Flow	kg/hr	8958.8	8760.1	8539.5	8363.8	7945.8
		Tekanan	MPa	4000.0	4000.0	4000.0	4000.0	4000.0
		temperatur	°C	249.3	249.3	249.3	249.3	249.3
		Enthalpy	kJ/kg	1082.5	1082.5	1082.5	1082.5	1082.5
	Steam Outlet	Flow	kg/hr	8958.8	8760.1	8539.5	8363.8	7945.8
		Tekanan	MPa	4000.0	4000.0	4000.0	4000.0	4000.0
		temperatur	°C	250.3	250.3	250.3	250.3	250.3
		Enthalpy	kJ/kg	2800.4	2800.4	2800.4	2800.4	2800.4
	Fluegas Inlet	Flow	kg/hr	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		temperatur	°C	429.2	430.2	431.2	432.3	434.3
		Enthalpy	kJ/kg	450.0	451.2	451.5	453.5	455.0
	Fluegas Outlet	Flow	kg/hr	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		temperatur	°C	255.3	260.3	265.3	270.3	280.3
		Enthalpy	kJ/kg	255.0	260.5	265.6	271.5	282.1
Evaporator B	Steam Inlet	Flow	kg/hr	9834.7	9647.9	9461.1	9273.7	8898.6
		Tekanan	MPa	4000.0	4000.0	4000.0	4000.0	4000.0
		temperatur	°C	249.3	249.3	249.3	249.3	249.3
		Enthalpy	kJ/kg	1082.5	1082.5	1082.5	1082.5	1082.5
	Steam Outlet	Flow	kg/hr	9834.7	9647.9	9461.1	9273.7	8898.6
		Tekanan	MPa	4000.0	4000.0	4000.0	4000.0	4000.0
		temperatur	°C	250.3	250.3	250.3	250.3	250.3
		Enthalpy	kJ/kg	2800.4	2800.4	2800.4	2800.4	2800.4
	Fluegas	Flow	kg/hr	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		temperatur	°C	451.6	452.7	453.8	454.9	457.2

	Fluegas Outlet	Enthalpy	kJ/kg	476.3	477.6	478.9	480.2	482.8
		Flow	kg/hr	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		temperatur	°C	255.3	260.3	265.3	270.3	280.3
		Enthalpy	kJ/kg	255.3	260.8	266.3	271.8	282.9
Economizer A	Steam Inlet	Flow	kg/hr	8958.8	8760.1	8539.5	8363.8	7945.8
		Tekanan	MPa	4000.0	4000.0	4000.0	4000.0	4000.0
		temperatur	°C	149.5	156.4	150.9	170.3	149.0
		Enthalpy	kJ/kg	632.2	662.0	638.2	722.4	629.9
	Steam Outlet	Flow	kg/hr	8958.8	8760.1	8539.5	8363.8	7945.8
		Tekanan	MPa	4000.0	4000.0	4000.0	4000.0	4000.0
		temperatur	°C	249.3	249.3	249.3	249.3	249.3
		Enthalpy	kJ/kg	1082.5	1082.5	1082.5	1082.5	1082.5
	Fluegas Inlet	Flow	kg/hr	79718	79718	79718	79718	79718
		Tekanan	MPa	101.33	101.33	101.33	101.33	101.33
		temperatur	°C	255.33	260.33	265.33	270.33	280.33
		Enthalpy	kJ/kg	255.04	260.52	265.6	271.51	282.07
	Fluegas Outlet	Flow	kg/hr	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		temperatur	°C	208.4	217.5	221.2	235.5	238.7
		Enthalpy	kJ/kg	203.9	213.8	217.5	233.3	236.5
Economizer B	Steam Inlet	Flow	kg/hr	9834.7	9647.9	9461.1	9273.7	8898.6
		Tekanan	MPa	4000.0	4000.0	4000.0	4000.0	4000.0
		temperatur	°C	149.5	156.4	150.9	170.3	149.0
		Enthalpy	kJ/kg	632.2	662.0	638.2	722.4	629.9
	Steam Outlet	Flow	kg/hr	9834.7	9647.9	9461.1	9273.7	8898.6
		Tekanan	MPa	4000.0	4000.0	4000.0	4000.0	4000.0
		temperatur	°C	249.3	249.3	249.3	249.3	249.3
		Enthalpy	kJ/kg	1082.5	1082.5	1082.5	1082.5	1082.5

Deaerator	Fluegas Inlet	Flow	kg/hr	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		temperatur	°C	255.3	260.3	265.3	270.3	280.3
		Enthalpy	kJ/kg	255.3	260.8	266.3	271.8	282.9
		Flow	kg/hr	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		temperatur	°C	202.1	211.7	215.0	230.4	232.3
		Enthalpy	kJ/kg	197.4	207.8	211.3	228.1	230.2
	BFW inlet	Flow	kg/hr	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
		Tekanan	MPa	487.5	584.5	479.6	825.7	456.1
		temperatur	°C	150.9	157.8	150.3	171.7	148.4
		Enthalpy	kJ/kg	2746.4	2754.3	2745.7	2768.7	2743.5
	BFW Outlet	Flow	kg/hr	18793.5	18408.0	18000.6	17637.5	16844.4
		Tekanan	MPa	487.5	584.5	479.6	825.7	456.1
		temperatur	°C	148.9	155.8	150.3	169.7	148.4
		Enthalpy	kJ/kg	627.4	657.4	633.4	718.0	625.3
	Aux Steam	Flow	kg/hr	3857.9	4080.5	3757.8	4516.5	3443.0
		Tekanan	MPa	487.5	584.5	479.6	825.7	456.1
		temperatur	°C	148.9	155.8	150.3	169.7	148.4
		Enthalpy	kJ/kg	627.4	657.4	633.4	718.0	625.3
	Aux BFW	Flow	kg/hr	3857.9	4080.5	3757.8	4516.5	3443.0
		Tekanan	MPa	487.5	584.6	479.6	825.7	456.1
		temperatur	°C	150.9	157.8	150.3	171.7	148.4
		Enthalpy	kJ/kg	2746.4	2754.3	2745.7	2768.7	2743.5

Tabel A. 2 Data *Properties* WHRPG Variasi Tekanan Hasil Running Gate Cycle Pinch point 15°C

Kom pone n	Properties	Satuan	Besaran				
			1 MPa	2 MPa	3 MPa	4 MPa	5 MPa
Turbin	Inlet	Flow	20219.2	19212.7	18530.6	18000.6	17567.3
		Tekanan	1000.0	2000.0	3000.0	4000.0	5000.0
		Temperatur	426.5	430.9	433.8	436.0	437.7
		Enthalpy	3320.6	3316.2	3308.4	3299.1	3288.7
	outlet	Flow	20219.2	19212.7	18530.6	18000.6	17567.3
		Tekanan	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
		Temperatur	45.8	45.8	45.8	45.8	45.8
		Enthalpy	2488.0	2395.4	2339.2	2297.9	2264.5
Pompa 1	Inlet	Flow	20219.2	19212.7	18530.6	18000.6	17567.3
		Tekanan	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
		Temperatur	45.8	45.8	45.8	45.8	45.8
		Enthalpy	191.8	191.8	191.8	191.8	191.8
	outlet	Flow	20219.2	19212.7	18530.6	18000.6	17567.3
		Tekanan	150.9	258.0	366.9	479.6	594.8
		Temperatur	45.8	45.9	45.9	45.9	45.9
		Enthalpy	192.0	192.1	192.3	192.4	192.5
Pompa 2	Inlet	Flow	20219.2	19212.7	18530.6	18000.6	17567.3
		Tekanan	150.9	258.0	366.9	479.6	594.8
		Temperatur	111.5	128.5	140.5	150.3	158.5
		Enthalpy	467.9	539.8	591.4	633.4	669.0
	outlet	Flow	20219.2	19212.7	18530.6	18000.6	17567.3
		Tekanan	1000.0	2000.0	3000.0	4000.0	5000.0
		Temperatur	111.7	128.7	141.0	150.9	159.3
		Enthalpy	469.0	542.1	595.0	638.2	675.0

Superheater A	Steam Inlet	Flow	kg/hr	9752.2	9206.6	8833.0	8539.5	8298.4
		Tekanan	MPa	1000.0	2000.0	3000.0	4000.0	5000.0
		Temperatur	°C	179.9	212.4	233.8	250.3	263.9
		Enthalpy	kJ/kg	2776.2	2797.2	2802.3	2800.4	2794.2
	Steam Outlet	Flow	kg/hr	9752.2	9206.6	8833.0	8539.5	8298.4
		Tekanan	MPa	1000.0	2000.0	3000.0	4000.0	5000.0
		Temperatur	°C	411.9	416.4	419.3	421.6	423.5
		Enthalpy	kJ/kg	3289.6	3284.6	3276.1	3266.0	3254.9
	Fluegas Inlet	Flow	kg/hr	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		Temperatur	°C	475.0	475.0	475.0	475.0	475.0
		Enthalpy	kJ/kg	501.9	501.9	501.9	501.9	501.9
	Fluegas Outlet	Flow	kg/hr	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		Temperatur	°C	419.8	425.6	428.9	431.2	432.9
		Enthalpy	kJ/kg	438.4	445.0	448.9	451.5	453.4
Superheater B	Steam Inlet	Flow	kg/hr	10467.0	10006.0	9697.6	9461.1	9268.9
		Tekanan	MPa	1000.0	2000.0	3000.0	4000.0	5000.0
		temperatur	°C	179.9	212.4	233.8	250.3	263.9
		Enthalpy	kJ/kg	2776.2	2797.2	2802.3	2800.4	2794.2
	Steam Outlet	Flow	kg/hr	10467.0	10006.0	9697.6	9461.1	9268.9
		Tekanan	MPa	1000.0	2000.0	3000.0	4000.0	5000.0
		temperatur	°C	440.0	444.3	447.0	449.0	450.6
		Enthalpy	kJ/kg	3349.5	3345.4	3337.9	3328.9	3319.0
	Fluegas Inlet	Flow	kg/hr	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		temperatur	°C	510.0	510.0	510.0	510.0	510.0
		Enthalpy	kJ/kg	544.3	544.3	544.3	544.3	544.3

	Fluegas Outlet	Flow	kg/hr	77225 .0	77225 .0	77225 .0	77225.0	77225.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		temperatur	°C	442.5	448.3	451.6	453.8	455.4
		Enthalpy	kJ/kg	465.8	472.6	476.4	478.9	480.7
Evaporator A	Steam Inlet	Flow	kg/hr	9752. 2	9206. 6	8833. 0	8539.5	8298.4
		Tekanan	MPa	1000. 0	2000. 0	3000. 0	4000.0	5000.0
		temperatur	°C	178.9	211.4	232.8	249.3	262.9
		Enthalpy	kJ/kg	758.2	904.0	1003. 6	1082.5	1149.4
	Steam Outlet	Flow	kg/hr	9752. 2	9206. 6	8833. 0	8539.5	8298.4
		Tekanan	MPa	1000. 0	2000. 0	3000. 0	4000.0	5000.0
		temperatur	°C	179.9	212.4	233.8	250.3	263.9
		Enthalpy	kJ/kg	2776. 2	2797. 2	2802. 3	2800.4	2794.2
	Fluegas Inlet	Flow	kg/hr	79718 .0	79718 .0	79718 .0	79718.0	79718.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		temperatur	°C	475.0	475.0	475.0	475.0	475.0
		Enthalpy	kJ/kg	501.9	501.9	501.9	501.9	501.9
	Fluegas Outlet	Flow	kg/hr	79718 .0	79718 .0	79718 .0	79718.0	79718.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		temperatur	°C	419.8	425.6	428.9	431.2	432.9
		Enthalpy	kJ/kg	438.4	445.0	448.9	451.5	453.4
Evaporator B	Steam Inlet	Flow	kg/hr	10467 .0	10006 .0	9697. 6	9461.1	9268.9
		Tekanan	MPa	1000. 0	2000. 0	3000. 0	4000.0	5000.0
		temperatur	°C	178.9	211.4	232.8	249.3	262.9
		Enthalpy	kJ/kg	758.2	904.0	1003. 6	1082.5	1149.4
	Steam Outlet	Flow	kg/hr	10467 .0	10006 .0	9697. 6	9461.1	9268.9
		Tekanan	MPa	1000. 0	2000. 0	3000. 0	4000.0	5000.0
		temperatur	°C	179.9	212.4	233.8	250.3	263.9
		Enthalpy	kJ/kg	2776. 2	2797. 2	2802. 3	2800.4	2794.2

Economizer A	Fluegas Inlet	Flow	kg/hr	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		temperatur	°C	442.5	448.3	451.6	453.8	455.4
		Enthalpy	kJ/kg	465.8	472.6	476.4	478.9	480.7
	Fluegas Outlet	Flow	kg/hr	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		temperatur	°C	194.9	227.4	248.8	265.3	278.9
		Enthalpy	kJ/kg	189.6	224.8	248.2	266.3	281.3
	Steam Inlet	Flow	kg/hr	9752.2	9206.6	8833.0	8539.5	8298.4
		Tekanan	MPa	1000.0	2000.0	3000.0	4000.0	5000.0
		temperatur	°C	111.7	128.7	141.0	150.9	159.3
		Enthalpy	kJ/kg	469.0	542.1	595.0	638.2	675.0
	Steam Outlet	Flow	kg/hr	9752.2	9206.6	8833.0	8539.5	8298.4
		Tekanan	MPa	1000.0	2000.0	3000.0	4000.0	5000.0
		temperatur	°C	178.9	211.4	232.8	249.3	262.9
		Enthalpy	kJ/kg	758.2	904.0	1003.6	1082.5	1149.4
Economizer B	Fluegas Inlet	Flow	kg/hr	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		temperatur	°C	194.9	227.4	248.8	265.3	278.9
		Enthalpy	kJ/kg	189.1	224.2	247.6	265.6	280.5
	Fluegas Outlet	Flow	kg/hr	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		temperatur	°C	161.5	188.3	206.7	221.2	233.3
		Enthalpy	kJ/kg	153.4	182.0	201.8	217.5	230.6
	Steam Inlet	Flow	kg/hr	10467.0	10006.0	9697.6	9461.1	9268.9
		Tekanan	MPa	1000.0	2000.0	3000.0	4000.0	5000.0
		temperatur	°C	111.7	128.7	141.0	150.9	159.3
		Enthalpy	kJ/kg	469.0	542.1	595.0	638.2	675.0
	S	Flow	kg/hr	10467.0	10006.0	9697.6	9461.1	9268.9

Deerator		Tekanan	MPa	1000.0	2000.0	3000.0	4000.0	5000.0
		temperatur	°C	178.9	211.4	232.8	249.3	262.9
		Enthalpy	kJ/kg	758.2	904.0	1003.6	1082.5	1149.4
	Fluegas Inlet	Flow	kg/hr	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		temperatur	°C	194.9	227.4	248.8	265.3	278.9
		Enthalpy	kJ/kg	189.6	224.8	248.2	266.3	281.3
	Fluegas Outlet	Flow	kg/hr	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		temperatur	°C	158.0	183.6	201.2	215.0	226.4
		Enthalpy	kJ/kg	150.0	177.4	196.4	211.3	223.8
	BFW inlet	Flow	kg/hr	20219.2	19212.7	18530.6	18000.6	17567.3
		Tekanan	MPa	150.9	258.0	366.9	479.6	594.8
		temperatur	°C	45.8	45.9	45.9	45.9	45.9
		Enthalpy	kJ/kg	192.0	192.1	192.3	192.4	192.5
	BFW Outlet	Flow	kg/hr	20219.2	19212.7	18530.6	18000.6	17567.3
		Tekanan	MPa	150.9	258.0	366.9	479.6	594.8
		temperatur	°C	111.5	128.5	140.5	150.3	158.5
		Enthalpy	kJ/kg	467.9	539.8	591.4	633.4	669.0
	Aux Steam	Flow	kg/hr	2505.9	3066.7	3452.6	3757.8	4012.0
		Tekanan	MPa	150.9	258.0	366.9	479.6	594.8
		temperatur	°C	111.5	128.5	140.5	150.3	158.5
		Enthalpy	kJ/kg	467.9	539.8	591.4	633.4	669.0
	Aux BFW	Flow	kg/hr	2505.9	3066.7	3452.6	3757.8	4012.0
		Tekanan	MPa	150.9	258.0	366.9	479.6	594.9
		temperatur	°C	111.6	128.5	140.5	150.3	158.5
		Enthalpy	kJ/kg	2693.6	2717.8	2733.8	2745.7	2755.1
Properties		Satuan	Tekanan					

Komponen			6 MPa	7 MPa	8 MPa	9 MPa	10 MPa	
Turbin	Inlet	Flow	17198.7	16881.0	16603.0	16360.0	16148.6	
		Tekanan	6000.0	7000.0	8000.0	9000.0	10000.0	
		temperatur	°C	439.3	440.6	441.9	443.0	444.0
		Enthalpy	kJ/kg	3277.6	3265.8	3253.5	3240.6	3227.3
	outlet	Flow	17198.7	16881.0	16603.0	16360.0	16148.6	
		Tekanan	MPa	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
		temperatur	°C	45.8	45.8	45.8	45.8	45.8
		Enthalpy	kJ/kg	2236.2	2211.3	2188.9	2168.3	2149.1
Pompa 1	Inlet	Flow	17198.7	16881.0	16603.0	16360.0	16148.6	
		Tekanan	MPa	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
		temperatur	°C	45.8	45.8	45.8	45.8	45.8
		Enthalpy	kJ/kg	191.8	191.8	191.8	191.8	191.8
	outlet	Flow	17198.7	16881.0	16603.0	16360.0	16148.6	
		Tekanan	MPa	713.4	834.0	955.8	1077.6	1198.0
		temperatur	°C	45.9	45.9	45.9	45.9	45.9
		Enthalpy	kJ/kg	192.7	192.8	193.0	193.1	193.2
Pompa 2	Inlet	Flow	17198.7	16881.0	16603.0	16360.0	16148.6	
		Tekanan	MPa	713.4	834.0	955.8	1077.6	1197.9
		temperatur	°C	165.7	172.1	177.9	183.2	187.9
		Enthalpy	kJ/kg	700.4	728.5	754.0	777.1	798.1
	outlet	Flow	17198.7	16881.0	16603.0	16360.0	16148.6	
		Tekanan	MPa	6000.0	7000.0	8000.0	9000.0	10000.0
		temperatur	°C	166.7	173.3	179.3	184.8	189.8
		Enthalpy	kJ/kg	707.7	737.1	763.9	788.3	810.6
Superheate	Steam	Flow	8090.4	7908.6	7747.6	7604.4	7477.1	
		Tekanan	MPa	6000.0	7000.0	8000.0	9000.0	10000.0
		temperatur	°C	275.5	285.8	295.0	303.3	311.0

Superheater B		Enthalpy	kJ/kg	2785.0	2773.5	2759.9	2744.6	2727.7
		Steam Outlet	Flow	kg/hr	8090.4	7908.6	7747.6	7604.4
			Tekanan	MPa	6000.0	7000.0	8000.0	9000.0
			temperatur	°C	425.1	426.6	427.9	429.1
			Enthalpy	kJ/kg	3243.0	3230.4	3217.2	3203.4
		Fluegas Inlet	Flow	kg/hr	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0
			Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3
			temperatur	°C	475.0	475.0	475.0	475.0
			Enthalpy	kJ/kg	501.9	501.9	501.9	501.9
		Fluegas Outlet	Flow	kg/hr	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0
			Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3
			temperatur	°C	434.2	435.3	436.0	436.6
			Enthalpy	kJ/kg	454.9	456.1	457.0	457.7
		Steam Inlet	Flow	kg/hr	9108.3	8972.4	8855.4	8755.6
			Tekanan	MPa	6000.0	7000.0	8000.0	9000.0
			temperatur	°C	275.5	285.8	295.0	303.3
			Enthalpy	kJ/kg	2785.0	2773.5	2759.9	2744.6
		Steam Outlet	Flow	kg/hr	9108.3	8972.4	8855.4	8755.6
			Tekanan	MPa	6000.0	7000.0	8000.0	9000.0
			temperatur	°C	452.0	453.2	454.3	455.3
			Enthalpy	kJ/kg	3308.3	3297.1	3285.3	3273.0
		Fluegas Inlet	Flow	kg/hr	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0
			Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3
			temperatur	°C	510.0	510.0	510.0	510.0
			Enthalpy	kJ/kg	544.3	544.3	544.3	544.3
	Fluegas	Flow	kg/hr	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		temperatur	°C	456.5	457.3	457.8	458.1	458.1

		Enthalpy	kJ/kg	482.0	482.9	483.5	483.8	483.9
Evaporator A	Steam Inlet	Flow	kg/hr	8090.4	7908.6	7747.6	7604.4	7477.1
		Tekanan	MPa	6000.0	7000.0	8000.0	9000.0	10000.0
		temperatur	°C	274.5	284.8	294.0	302.3	310.0
		Enthalpy	kJ/kg	1208.5	1262.0	1311.5	1357.9	1401.9
	Steam Outlet	Flow	kg/hr	8090.4	7908.6	7747.6	7604.4	7477.1
		Tekanan	MPa	6000.0	7000.0	8000.0	9000.0	10000.0
		temperatur	°C	275.5	285.8	295.0	303.3	311.0
		Enthalpy	kJ/kg	2785.0	2773.5	2759.9	2744.6	2727.7
	Fluegas Inlet	Flow	kg/hr	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		temperatur	°C	475.0	475.0	475.0	475.0	475.0
		Enthalpy	kJ/kg	501.9	501.9	501.9	501.9	501.9
	Fluegas Outlet	Flow	kg/hr	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		temperatur	°C	434.2	435.3	436.0	436.6	437.1
		Enthalpy	kJ/kg	454.9	456.1	457.0	457.7	458.2
Evaporator B	Steam Inlet	Flow	kg/hr	9108.3	8972.4	8855.4	8755.6	8671.5
		Tekanan	MPa	6000.0	7000.0	8000.0	9000.0	10000.0
		temperatur	°C	274.5	284.8	294.0	302.3	310.0
		Enthalpy	kJ/kg	1208.5	1262.0	1311.5	1357.9	1401.9
	Steam Outlet	Flow	kg/hr	9108.3	8972.4	8855.4	8755.6	8671.5
		Tekanan	MPa	6000.0	7000.0	8000.0	9000.0	10000.0
		temperatur	°C	275.5	285.8	295.0	303.3	311.0
		Enthalpy	kJ/kg	2785.0	2773.5	2759.9	2744.6	2727.7
	Fluegas	Flow	kg/hr	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		temperatur	°C	456.5	457.3	457.8	458.1	458.1

		Enthalpy	kJ/kg	482.0	482.9	483.5	483.8	483.9
		Flow	kg/hr	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		temperatur	°C	290.5	300.8	310.0	318.3	326.0
		Enthalpy	kJ/kg	294.2	305.5	315.7	325.0	333.5
Economizer A	Steam Inlet	Flow	kg/hr	8090.4	7908.6	7747.6	7604.4	7477.1
		Tekanan	MPa	6000.0	7000.0	8000.0	9000.0	10000.0
		temperatur	°C	166.7	173.3	179.3	184.8	189.8
		Enthalpy	kJ/kg	707.7	737.1	763.9	788.3	810.6
	Steam Outlet	Flow	kg/hr	8090.4	7908.6	7747.6	7604.4	7477.1
		Tekanan	MPa	6000.0	7000.0	8000.0	9000.0	10000.0
		temperatur	°C	274.5	284.8	294.0	302.3	310.0
		Enthalpy	kJ/kg	1208.5	1262.0	1311.5	1357.9	1401.9
	Fluegas Inlet	Flow	kg/hr	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		temperatur	°C	290.5	300.8	310.0	318.3	326.0
		Enthalpy	kJ/kg	293.3	304.6	314.8	324.1	332.6
	Fluegas Outlet	Flow	kg/hr	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0	79718.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		temperatur	°C	243.7	252.9	261.2	268.6	275.3
		Enthalpy	kJ/kg	242.0	252.0	261.0	269.2	276.6
Economizer B	Steam Inlet	Flow	kg/hr	9108.3	8972.4	8855.4	8755.6	8671.5
		Tekanan	MPa	6000.0	7000.0	8000.0	9000.0	10000.0
		temperatur	°C	166.7	173.3	179.3	184.8	189.8
		Enthalpy	kJ/kg	707.7	737.1	763.9	788.3	810.6
	Steam	Flow	kg/hr	9108.3	8972.4	8855.4	8755.6	8671.5
		Tekanan	MPa	6000.0	7000.0	8000.0	9000.0	10000.0
		temperatur	°C	274.5	284.8	294.0	302.3	310.0

Deaerator	Fluegas Inlet	Enthalpy	kJ/kg	1208.5	1262.0	1311.5	1357.9	1401.9
		Flow	kg/hr	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		temperatur	°C	290.5	300.8	310.0	318.3	326.0
		Enthalpy	kJ/kg	294.2	305.5	315.7	325.0	333.5
		Flow	kg/hr	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0	77225.0
		Tekanan	MPa	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
		temperatur	°C	236.3	244.9	252.5	259.4	265.4
	Fluegas Outlet	Enthalpy	kJ/kg	234.5	243.9	252.3	259.8	266.5
		Flow	kg/hr	17198.7	16881.0	16603.0	16360.0	16148.6
		Tekanan	MPa	713.4	834.0	955.8	1077.6	1198.0
		temperatur	°C	45.9	45.9	45.9	45.9	45.9
Deaerator	BFW inlet	Enthalpy	kJ/kg	192.7	192.8	193.0	193.1	193.2
		Flow	kg/hr	17198.7	16881.0	16603.0	16360.0	16148.6
		Tekanan	MPa	713.4	834.0	955.8	1077.6	1197.9
		temperatur	°C	165.7	172.1	177.9	183.2	187.9
	BFW Outlet	Enthalpy	kJ/kg	700.4	728.5	754.0	777.1	798.1
		Flow	kg/hr	4234.0	4431.7	4610.0	4772.5	4921.5
		Tekanan	MPa	713.4	834.0	955.8	1077.6	1197.9
		temperatur	°C	165.7	172.1	177.9	183.2	187.9
	Aux Steam	Enthalpy	kJ/kg	700.4	728.5	754.0	777.1	798.1
		Flow	kg/hr	4234.0	4431.7	4610.0	4772.5	4921.5
		Tekanan	MPa	713.4	834.0	955.8	1077.6	1197.9
		temperatur	°C	165.7	172.1	177.9	183.2	187.9
Deaerator	Aux BFW	Enthalpy	kJ/kg	2762.8	2769.1	2774.5	2778.9	2782.7
		Flow	kg/hr	4234.0	4431.7	4610.0	4772.5	4921.5
		Tekanan	MPa	713.3	833.9	955.7	1077.5	1197.9
		temperatur	°C	165.7	172.1	177.9	183.2	187.9
		Enthalpy	kJ/kg	2762.8	2769.1	2774.5	2778.9	2782.7

Tabel B- 1 *Properties dari Saturated Water (Liquid Vapor);*
Tabel Tekanan

Press. bar	Temp. °C	Specific Volume m ³ /kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg			Entropy kJ/kg · K		Press. bar
		Sat. Liquid $v_f \times 10^3$	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Sat. Vapor u_g	Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Sat. Vapor s_g	
0.04	28.96	1.0040	34.800	121.45	2415.2	121.46	2432.9	2554.4	0.4226	8.4746	0.04
0.06	36.16	1.0064	23.739	151.53	2425.0	151.53	2415.9	2567.4	0.5210	8.3304	0.06
0.08	41.51	1.0084	18.103	173.87	2432.2	173.88	2403.1	2577.0	0.5926	8.2287	0.08
0.10	45.81	1.0102	14.674	191.82	2437.9	191.83	2392.8	2584.7	0.6493	8.1502	0.10
0.20	60.06	1.0172	7.649	251.38	2456.7	251.40	2358.3	2609.7	0.8320	7.9085	0.20
0.30	69.10	1.0223	5.229	289.20	2468.4	289.23	2336.1	2625.3	0.9439	7.7686	0.30
0.40	75.87	1.0265	3.993	317.53	2477.0	317.58	2319.2	2636.8	1.0259	7.6700	0.40
0.50	81.33	1.0300	3.240	340.44	2483.9	340.49	2305.4	2645.9	1.0910	7.5939	0.50
0.60	85.94	1.0331	2.732	359.79	2489.6	359.86	2293.6	2653.5	1.1453	7.5320	0.60
0.70	89.95	1.0360	2.365	376.63	2494.5	376.70	2283.3	2660.0	1.1919	7.4797	0.70
0.80	93.50	1.0380	2.087	391.58	2498.8	391.66	2274.1	2665.8	1.2329	7.4346	0.80
0.90	96.71	1.0410	1.869	405.06	2502.6	405.15	2265.7	2670.9	1.2695	7.3949	0.90
1.00	99.63	1.0432	1.694	417.36	2506.1	417.46	2258.0	2675.5	1.3026	7.3594	1.00
1.50	111.4	1.0528	1.159	466.94	2519.7	467.11	2226.5	2693.6	1.4336	7.2233	1.50
2.00	120.2	1.0605	0.8857	504.49	2529.5	504.70	2201.9	2706.7	1.5301	7.1271	2.00

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Setelah dilakukan simulasi dan analisis perencanaan sistem *Waste Heat Recovery Power Generation* pada PT Asahimas Flat Glass Tbk. dengan variasi *pinch point*, tekanan dan sistem *dual pressure* maka didapatkan beberapa kesimpulan berikut:

1. Daya tertinggi pada sistem *single pressure* didapatkan pada saat *pinch point* sebesar 5°C dengan tekanan operasi sebesar 4 MPa. Nilai daya pembangkit yang dihasilkan sebesar 5.09 MW dengan temperatur keluar *stack* sebesar 156.5°C. Pada saat produksi panas terbuang minimal daya yang dapat dihasilkan sebesar 4.82 MW dan saat produksi panas maksimal dihasilkan daya sebesar 5.34 MW.
2. Pada simulasi yang dilakukan dengan variasi *pinch point* 5°C, 10°C, 15°C, 20°C dan 30°C dengan tekanan HRSG yang konstan didapatkan bahwa semakin besar *pinch point* akan mengakibatkan *steam production* semakin kecil dan temperatur *flue gas* keluar *stack* akan semakin tinggi. Daya terbesar pada variasi *pinch point* dengan tekanan konstan 1 MPa terjadi pada saat *pinch point* 5°C, dengan daya bangkitan 4,73 MW tetapi memiliki temperatur *flue gas* keluar *stack* 114°C sehingga tidak disarankan untuk dibuat.
3. Pada simulasi yang dilakukan dengan variasi tekanan operasi HRSG 1 MPa hingga 10 MPa dengan *pinch point* yang dijaga konstan didapatkan bahwa kenaikan tekanan HRSG akan mengakibatkan kenaikan pada temperatur saturasi dari air yang melewati evaporator. Dengan nilai *pinch point* 15°C didapatkan daya tertinggi terjadi pada saat tekanan 4 MPa dengan nilai bangkitan 4.88 MW dan temperatur keluar *stack* 170°C dan pada saat *pinch point* 5°C didapatkan daya tertinggi sebesar 5.09 MW dan temperatur keluar *stack* 159°C

4. Daya tertinggi pada sistem *dual pressure* didapatkan pada saat tekanan operasi *low pressure* 1 MPa, tekanan operasi *high pressure* 8 MPa dan *pinch point* 15°C. Besar daya yang dihasilkan sebesar 5.56 MW dengan temperatur *flue gas* keluar stack sebesar 126.67 °C. pada saat produksi *flue gas* pabrik maksimal dan minimal didapatkan daya bangkitan masing-masing 5.82 MW dan 5.25 MW.
5. Penggunaan sistem *dual pressure* dapat meningkatkan daya yang dihasilkan pembangkit dan menurunkan temperatur *flue gas* yang masih tinggi. Adanya penambahan sistem tekanan dapat meningkatkan daya sebesar 13.9% dari 4.88 MW pada sistem *single pressure* menjadi 5.56 MW dengan nilai *pinch point* yang sama.

5.2. Saran

Berikut ini adalah beberapa saran untuk penelitian berikutnya, yaitu:

1. Sebaiknya dilakukan penelitian lebih lanjut tentang panas yang bisa dimanfaatkan oleh pembangkit dari sisa produksi kaca yang dilakukan sebagai data pendukung yang lebih akurat terhadap desain yang dilakukan.
2. Dibutuhkan penelitian lebih lanjut tentang perancangan peralatan penyusun dari sistem WHRPG yang telah dibuat untuk mendapatkan kesesuaian antara desain pembangkit dengan sistem yang sebenarnya.
3. Dibutuhkan pelatihan yang formal dari lembaga yang berpengalaman terhadap penggunaan *Gate Cycle* sehingga dapat memaksimalkan penggunaan *software*

DAFTAR PUSTAKA

- Kakac, S., & Liu, H. (2002). *Heat Exchangers Lection, Rating, and Thermal Design*. Washington DC: CRC Press.
- Kurnia, A. (2014). *Simulasi Gatecycle Pengaruh Off Service High Pressure Heater Terhadap Performa Pembangkit Listrik Tenaga Uap 200 MW PT. PJB GRESIK*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- (2014). *Laporan Audit Energi PT Asahimas Flat Glass Tbk*. PT Asahimas Flat Glass, Tbk.
- Li, Z., He, X., Wang, Y., Zhang, B., & He, H. (2013). *Design of a Flat Glass Furnace Waste Heat Power Generation System*. *Applied Thermal Engineering*, 290-296.
- Masruri, S. (2014). *Analisa Dan Studi Performa Pltgu Berdasarkan Kondisi Operasi Dengan Menggunakan Software Cycle Tempo*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Muttaqin, M. I. (2016). *Simulasi Combined Cycle Power Plant 500 MW dengan Mode Konfigurasi Operasi 3-3-1 sebagai Peak Load dan Base Load dengan Menggunakan Software Gatecycle*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Nia, A., Sayadi, S., & Soleymani, M. (2010). *Thermoeconomic Optimation of the Pinch Point and Gas-Side velocity in heat recovery Steam Generators*. *J. Power and Energy*, 224 Part A.
- Shapiro, H., & Moran, M. J. (2005). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. Chichester: John Wiley & Sons Ltd.

- Shlyakhin, P. (1988). *Steam Turbines*. Moscow: Peace Publisher.
- Shuguang. (2016, April 15). *Alibaba.com*. Retrieved from Global trade: www.alibaba.com
- Woudstra, N., Woudstra, T., Pirone, A., & Van Der Stelt, T. (2008). **Thermodynamic Evaluation of Combined Cycle Plants.** *Energy Conversion and Management*.

BIODATA PENULIS



Penulis Punjung Fathiri dilahirkan di Tuban, 30 Maret 1993, merupakan anak terakhir dari 3 bersaudara dari pasangan Achmad Saleh dan Wiwik Jarwiati. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di TK Bhayangkari 2 Tuban, SDN Kebonsari 2 Tuban, Kelas Unggulan Tuban, SMP Negeri 1 Tuban, dan SMA Negeri 5 Surabaya.

Selama kuliah, penulis aktif ikut serta dalam kegiatan - kegiatan kemahasiswaan yang dilakukan di jurusan Teknik Mesin ataupun Institut. Saat mengikuti kegiatan kemahasiswaan penulis mendapatkan amanah untuk menjadi Kepala Biro Pelatihan, Departemen Pengebangan Sumber Daya Mahasiswa. Himpunan Mahasiswa Mesin ITS. Selain itu penulis juga mendapatkan kesempatan untuk menjadi koordinator Laboratorium Termodinamika, Perpindahan Panas dan Massa, Teknik Mesin ITS; dan Pemandu FTI ITS.

Jika membutuhkan informasi, pertanyaan maupun saran yang ingin disampaikan kepada penulis dapat melalui email punjung.fathiri@gmail.com atau nomor *handphone* 085733326267

Halaman ini sengaja dikosongkan